

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО”
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО”
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Вознюк Максим Михайлович

УДК 536.24:533.6.011

ДИСЕРТАЦІЯ
ТЕПЛООБМІН ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ
З НЕПОВНИМ ОРЕБРЕННЯМ В УМОВАХ
ПРИРОДНОЇ КОНВЕКЦІЇ І ПРИРОДНОЇ ТЯГИ

05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ /Вознюк М.М./

Науковий керівник Письменний Євген Миколайович, д.т.н., професор

Київ - 2021

АНОТАЦІЯ

Вознюк М. М. Теплообмін плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної конвекції і природної тяги – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика». – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України, Київ, 2021.

Дисертаційна робота присвячена дослідженню теплообміну та аеродинамічного опору плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах вільної конвекції та природної тяги. Значна увага в дисертаційній роботі приділяється вивченню доцільності та можливості застосування плоскоовальних труб з неповним оребренням в рекуперативних теплообмінних апаратах, що працюють в умовах вільної конвекції та природної тяги.

У вступі обґрунтовано актуальність досліджень, подано загальну характеристику роботи, сформульована її мета, основні задачі, об'єкт та предмет досліджень, коротко охарактеризовані методи досліджень, наведена наукова новизна та практична цінність отриманих результатів, представлено інформацію про особистий внесок здобувача та апробацію роботи, її структуру та обсяг.

У першому розділі приведений огляд робіт, присвячених теплообінним апаратам, що працюють в умовах природної конвекції та природної тяги та галузям їх застосування, експериментальному дослідженню процесів природної конвекції та природної тяги у пучках труб, методам інтенсифікації вільноконвективного теплообміну.

Пошук оптимальної поверхні теплообміну для використання у якості поверхонь теплообміну в апаратах, що працюють в умовах вільної конвекції

та природної тяги є дуже важливою задачею, оскільки зменшення аеродинамічного опору теплообмінних модулів, а також їх габаритів призведе до великого зниження капітальних витрат на будівництво сухих градирень. У якості нової поверхні теплообміну пропонується використати плоскоовальні труби з неповним оребрением. Проте в доступній літературі не приведено даних щодо дослідження тепловіддачі плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах природної тяги та природної конвекції.

Завершує розділ постановка задач дослідження, що впливають з аналізу сучасного стану проблеми.

Другий розділ присвячений розробці та опису методів та методик досліджень. У розділі наведено опис стенду та методику проведення експериментального дослідження конвективного теплообміну і аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб при малих швидкостях потоку (0,5-3 м/с) які відповідають умовам природної тяги в сухих системах охолодження, що проводилися на дослідній установці, що представляє собою аеродинамічну трубу розімкненого типу. Наведено опис стенду та методику проведення експериментального дослідження теплообміну та структури течії плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах природної конвекції та природної тяги. Представлена методика та наведені результати розрахунку похибок прямих і непрямих вимірювань при проведенні експериментальних досліджень. Наведена методика CFD-моделювання вільної конвекції при омиванні плоскоовальних труб з неповним оребрением.

У третьому розділі представлені результати дослідження теплообміну поодинокій плоскоовальній труби з неповним оребрением в умовах вільної конвекції. Наведено результати експериментальних та розрахункових досліджень поодинокій плоскоовальній труби з неповним оребрением в умовах вільної конвекції. З метою верифікації розрахункової моделі було виконане числове моделювання теплообміну труби, геометричні характеристики якої відповідають проведеному експерименту. Проведена верифікація показала, що максимальна абсолютна похибка CFD

моделювання становить $1,35\text{ }^{\circ}\text{C}$, а відносна – $2,19\%$, що свідчить про достатню точність розробленої CFD-моделі. За результатами CFD моделювання ряду типорозмірів плоскоовальних труб з неповним оребренням отримано узагальнюючі розрахункові залежності, що з достатньою точністю описують інтенсивність тепловіддачі поодиноких плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної конвекції в широкому діапазоні зміни їх основних геометричних характеристик.

У четвертому розділі представлені результати дослідження теплообміну та аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах вільної конвекції та природної тяги. Проведені експериментальні дослідження теплообміну однорядного та дворядних шахового і коридорного пакетів плоскоовальних труб з неповним поперечним оребренням в умовах вільної конвекції і природної тяги в діапазоні чисел Релея $3000 < Ra < 30000$. Показана відмінність теплообміну в умовах вільної конвекції та природної тяги, яка свідчить, що інтенсивність теплообміну пакетів труб в умовах природної тяги у $1,8...2$ рази більша ніж в умовах вільної конвекції. Результати порівняльного аналізу теплообміну для шахового і коридорного пакетів показали, що інтенсивність теплообміну шахового та коридорного пакетів в умовах вільної конвекції та природної тяги при числах Релея $Ra < 7000$ є практично однаковою. При числах Релея $7000 < Ra < 20000$ в режимі природної тяги інтенсивність теплообміну шахового пакету на $10...13\%$ вища, ніж коридорного. Для отримання повної картини впливу на теплообмін переходу від умов вільної конвекції до природної тяги проведено комплексні дослідження теплообміну та аеродинаміки багаторядних пакетів труб в діапазоні чисел Рейнольдса $500 < Re_{dl} < 20000$. Запропоновані нові розрахункові залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі та коефіцієнтів опору для $Re_{dl} < 3000$, встановлений вплив основних геометричних та режимних параметрів на інтенсивність зовнішньої тепловіддачі та аеродинамічний опір пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням. Порівняння експериментальних значень

коефіцієнту ефективності ребра в умовах вільної конвекції і природної тяги однорядного пакету, дворядного шахового пакету, дворядного коридорного пакету, одиночної труби з відомою розрахунковою залежністю показало, що відмінність отриманих експериментальних даних від розрахункової формули складає $\pm 2\%$, що свідчить про можливість її використання для умов вільної конвекції, природної тяги та вимушеної конвекції.

П'ятий розділ описує результати експериментального та числового дослідження структури течії та полів осередненої швидкості в пакетах оребрених труб зручнообтічної форми в умовах природної тяги. Отримані числові та експериментальні розподіли швидкостей і температур поблизу поверхні труб та в сліді за ними дають уявлення про особливості обтікання труб і вплив структури течії на інтенсивність їх тепловіддачі. Встановлено, що гідродинамічна картина течії в пакеті плоскоовальних труб за результатами CFD-моделювання відповідає класичним представленням гідродинаміки. Обґрунтована відсутність частини оребрення у кормовій частині плоскоовальних труб з неповним оребренням, де спостерігається утворення кормової циркуляційної зони. Проведено верифікацію даних CFD-моделювання та даних експериментального дослідження з визначення середніх швидкостей і температур в потоці за пакетом плоскоовальних труб з неповним оребренням. Результати верифікації свідчать, що середня похибка числового моделювання не перевищує 18 %.

Шостий розділ присвячений оцінці теплоаеродинамічної ефективності пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням, який виконано за допомогою порівняльного аналізу характеристик апаратів повітряного охолодження з природною тягою виконаних на базі різних типів оребрених труб. Доведено, що варіант апарату повітряного охолодження на базі плоскоовальних труб з неповним оребренням має найменшу довжину оребрених труб, найбільшу теплову потужність, що відводиться від одного погонного метру труби, прийнятну висоту витяжної башти та найменшу суму капітальних витрат на його виготовлення.

Сьомий розділ описує методику конструкторського розрахунку теплообмінних апаратів на базі пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням, що працюють в умовах природної тяги. У розділі наведено повну методику розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору такого теплообмінного апарату з урахуванням отриманих розрахункових залежностей.

Наукова новизна результатів дисертаційної роботи полягає в наступному:

- 1) Вперше виконано експериментальне дослідження та CFD-моделювання закономірностей теплообміну поодинокій плоскоовальній труби з неповним оребренням в умовах вільної конвекції;
- 2) Вперше запропоновано узагальнюючі розрахункові залежності для визначення коефіцієнтів зовнішньої тепловіддачі поодинокій плоскоовальній труби в умовах вільної конвекції в практичному інтервалі зміни її основних геометричних характеристик;
- 3) Виконані експериментальні дослідження впливу переходу від умов природної конвекції до умов природної тяги на закономірності теплообміну одно- та дворядних пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням;
- 4) Вперше досліджено особливості обтікання плоскоовальних труб з неповним оребренням і вплив структури течії на інтенсивність їх тепловіддачі за допомогою експериментальних досліджень та CFD-моделювання в умовах вільної конвекції та природної тяги;
- 5) Досліджено вплив геометричних характеристик пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної тяги на їх зовнішній теплообмін та аеродинамічний опір та виявлено зміну режиму течії при омиванні пакетів труб при $Re_{dl} \approx 3000$;
- 6) Вперше запропоновані узагальнюючі розрахункові залежності для визначення коефіцієнтів зовнішньої тепловіддачі і аеродинамічного

опору пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної тяги.

Матеріал дисертації розширює та поглиблює наукові знання про теплові та аеродинамічні процеси в пакетах плоскоовальних труб з неповним оребренням.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі при підготовці студентів теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського за спеціальністю 142 Енергетичне машинобудування освітньої програми «Інженерія і комп'ютерні технології теплоенергетичних систем» та 144 Теплоенергетика освітньої програми «Теплові електричні станції».

Результати роботи впроваджені на ТОВ «Науково-виробнича фірма «Ганза» (м. Київ) при проектуванні утилізаторів теплоти за водогрійними котлами типу ВК-21 (КСВ-2,0) та FBG-2500, у яких видалення відхідних димових газів відбувається лише за рахунок тяги димової труби. Використання рекомендацій, наведених у дисертаційній роботі дозволило провести оснащення котлоагрегатів даними утилізаторами без встановлення додаткових димососів та без порушення роботи газового тракту котлів. Економія природного газу за рахунок встановлення даних утилізаторів теплоти складає до 192 тис. м³ за один опалювальний сезон.

Ключові слова: плоскоовальна труба, поперечне оребрення, теплообмін, аеродинаміка, вільна конвекція, природна тяга, характеристики течії, пакет труб, енергоефективність, метод, розрахунок.

Публікації в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Vozniuk M., Pis'mennyi E., Terekh A., Baranyuk A., Kondratyuk V. Flow structure definition in the bundles of flat-oval tubes with incomplete finning under conditions of natural draft *Eastern-European Journal of enterprise technologies*. 2020. No 5/8(107). P. 74 – 79. **Фахове видання, включено до**

категорії «А» Переліку наукових фахових видань України, включено до міжнародних наукометричних баз **SCOPUS**, EBSCO, Directory of Open Access Journals (DOAJ), OpenAIRE, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), Google Scholar, Index Copernicus та ін.

2. Вознюк М.М., Рогачов В.А., Терех О.М., Баранюк О.В. Теплообмін пакетів плоскоовальних оребрених труб в умовах вільної конвекції і природної тяги. *Науковий журнал «Енергетика: економіка, технології, екологія»*. 2016. №2. С. 46 – 53. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

3. Вознюк М.М., Семеняко О.В., Бондар В.А. Оптимальная высота поперечных ребер плоскоовальной трубы. *Науковий журнал «Енергетика: економіка, технології, екологія»*. 2016. №4. С. 60 – 65. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

4. Вознюк М.М., Кондратюк В.А., Письменний Є.М., Терех О.М. Теплообмін поодинокій плоскоовальній труби з неповним оребренням в умовах вільної конвекції. *Теплофізика та Теплоенергетика*. 2020. № 3(42). С. 29 – 38. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз WorldCat, ResearchBib, EBSCO, IndexCopernicus.

5. Вознюк М.М., Письменний Є.М., Терех О.М., Ліщишин В.Ю., Конько Д.В. Аналіз економічної ефективності використання плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної тяги. *Науковий журнал «Енергетика: економіка, технології, екологія»*. 2020. №1. С. 60-67. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

6. Письменный Е.Н., Рогачов В.А., Баранюк А.В., Семеняко А.В., Вознюк М.М. CFD-моделирование процессов теплообмена труб удобообтекаемой формы с неполным поперечным оребрением. *Международный научно-исследовательский журнал*. 2014. №1 (20). С. 30 – 36. Зарубіжне видання, журнал включений до наукометричної бази РІНЦ.

7. Письменный Е.Н., Рогачов В.А., Баранюк А.В., Семеняко А.В., Вознюк М.М. CFD-моделирование омывания поверхности труб удобообтекаемой формы с неполным поперечным оребрением. *Международный научно-исследовательский журнал*. 2014. №2 (21). С. 76 – 78. Зарубіжне видання, журнал включений до наукометричної бази РІНЦ.
8. Вознюк М.М., Терех О.М., Рогачов В.А., Баранюк О.В. Теплообмін поперечно-омиваних шахових пучків плоскоовальних оребрених труб при малих числах Рейнольдса. *ScienceRise*. 2015. №5/2 (10). С. 36 – 40. Видання включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.
9. Вознюк М.М., Башкір І.С., Терех О.М., Рогачов В.А., Руденко О.І. Аеродинамічний опір шахових пакетів плоскоовальних оребрених труб при малих числах Рейнольдса. *ScienceRise*. 2015. №6/2 (11). С. 90 – 94. Видання включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.
10. Руденко О.І., Мезенцева О.О., Терех О.М., Вознюк М.М. Інноваційне енергозберігаюче устаткування для підприємств теплокомунальної енергетики. *Науковий вісник Ужгородського університету. Серія «Економіка»*. 2016. №2 (48) С. 228 – 232. Видання включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, РІНЦ, Index Copernicus та ін.
11. Вознюк М.М., Терех О.М., Руденко О.І., Рева С.А., Баранюк О.В. Теплообмін плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах вільної конвекції та природної тяги. *ScienceRise*. 2016. №2/2 (19). С. 10 – 14. Видання включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.
12. Теплоутилізатор: пат. 96194 Україна: F22D 1/00, F28D 1/00. № у 2014 06783; заявл. 16.06.2014; опубл. 26.01.2015, Бюл. №2. 6 с.
13. Деаератор: пат. 108649 Україна: F28D 15/02, F28F 1/12. № у 2016 00864; заявл. 03.02.2016; опубл. 25.07.2016, Бюл. №14. 5 с.

14. Спосіб енергозбереження в апараті повітряного охолодження: пат. 110702 Україна: F28D 7/00, F28D 7/06. № у 2016 02427; заявл. 14.03.2016; опубл. 25.10.2016, Бюл. №20. 4 с.

15. Теплообмінна біметалева труба: пат. 117554 Україна: F28F 1/12, F28D 15/02. № у 2017 01174; заявл. 09.02.2017; опубл. 26.06.2017, Бюл. №12. 5 с.

16. Теплообмінна труба: пат. 125288 Україна: F28F 1/10, F28F 1/12, F28F 13/02. № у 2017 10369; заявл. 27.10.2017; опубл. 10.05.2018, Бюл. №9. 6 с.

17. Теплообмінна труба: пат. 128747 Україна: F28F 1/00, F28F 13/00. № у 2018 02720; заявл. 19.03.2018; опубл. 10.10.2018, Бюл. №19. 6 с.

18. Теплообмінна труба: пат. 129839 Україна: F28F 1/10, F28F 1/12, F28F 13/02. № у 2018 06463; заявл. 11.06.2018; опубл. 12.11.2018, Бюл. №21. 5 с.

19. Пасивна система охолодження трансформатора: пат. 136468 Україна: F28F 1/10, F28F 1/12, H01F 27/08. № у 2019 00729; заявл. 24.01.2019; опубл. 27.08.2019, Бюл. №16. 7 с.

20. Пластинчасто-ребриста теплообмінна поверхня: пат. 140448 Україна: F28F 3/02. № у 2019 08595; заявл. 18.07.2019; опубл. 25.02.2020, Бюл. №4. 6 с.

Публікації які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

21. Письменний Є. М., Вознюк М. М., Опыт внедрения теплоутилизаторов из плоскоовальных оребренных труб *„Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики”*: зб. тез доп. XXIII міжнар. конф. Київ, 2013. (м. Ялта, 4 – 8.06.2013 р.). С. 135-137.

22. Вознюк М. М., Письменний Є. М. Результати роботи теплоутилізаційного обладнання на базі плоскоовальних труб з неповним оребренням *„Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”*: зб. тез

доп. XII міжнар. наук.-практ. конф. Київ, 2014. (м. Київ, 22 – 25.04.2014 р.). Т.1. С. 51.

23. Письменный Е.Н., Багрий П.И., Вознюк М.М. Опыт внедрения теплоутилизаторов из плоскоовальных оребренных труб. *РНКТ-6: Труды 6 Российской национальной конференции по теплообмену. 27-31 октября 2014 г., г. Москва, Россия.*

24. Письменный Є. М., Багрий П.І., Вознюк М. М., Опыт внедрения теплоутилизаторов из плоскоовальных оребренных труб „*Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики*”: зб. тез доп. XXIV міжнар. конф. Київ, 2015. (м. Київ, 4 – 5.12.2014 р.). С. 147-150.

25. Вознюк М. М., Письменный Є. М. Теплообмін плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної конвекції і природної тяги. „*Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики*”: зб. тез доп. XIII міжнар. наук.-практ. конф. Київ, 2015. (м. Київ, 21 – 24.04.2015 р.). Т.1. С. 61.

26. Письменный Е.Н., Багрий П.И., Вознюк М.М. Эффективные теплоутилизаторы из плоскоовальных труб с неполным оребрением. *XV Минский международный форум по тепломассообмену: труды XV Минского международного форума по тепломассообмену. Т.1. 23 – 26 мая 2016 года г. Минск. С. 181-183.*

ABSTRACT

Vozniuk M. M. Heat transfer of flat-oval tubes with incomplete finning in the conditions of natural convection and natural draft. – The manuscript.

Dissertation for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.14.06 – technical thermal physics and industrial heat-power engineering. – National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute” MES of Ukraine, Kyiv, 2018.

The dissertation is devoted to the research of heat transfer and aerodynamic resistance of flat - oval tubes with incomplete finning in the conditions of natural

convection and natural draft. Considerable attention in the dissertation is paid to the study of the feasibility and possibility of using of flat-oval tubes with incomplete finning in recuperative heat exchangers operating in conditions of natural convection and natural draft.

The introduction substantiates the relevance of research, presents a general description of the work, formulates its purpose, main objectives, object and subject of research, briefly describes research methods, provides scientific novelty and practical value of the results, provides information about the applicant's personal contribution and approbation of work, it's structure and volume.

The first section provides an overview of works dedicated to heat exchangers operating in conditions of natural convection and natural draft and their applications, experimental study of natural convection and natural draft in tube bundles, methods of intensification of free convective heat transfer.

Finding the optimal heat transfer surface for use as heat transfer surface in devices operating under conditions of free convection and natural draft is a very important task, as reducing the aerodynamic drag of heat exchange modules and their dimensions will lead to a large reduction in capital costs for dry cooling towers. As a new heat transfer surface it is offered to use flat-oval tubes with incomplete finning. However, the available literature does not provide data on the study of heat transfer of flat-oval pipes with incomplete finning under conditions of free convection and natural draft.

The section concludes with the formulation of research objectives arising from the analysis of the current state of the problem.

The second section is devoted to the development and description of research methods and techniques. The section describes the stand and the method of conducting an experimental study of convective heat transfer and aerodynamic drag of bundles made from flat-oval tubes at low flow rates (0,5-3 m/s) that meet the conditions of natural draft in dry cooling systems, carried out on an experimental installation representing an aerodynamic tube of open type. The description of the stand and the method of conducting an experimental study of

heat transfer and the structure of the flow of flat-oval tubes with incomplete finning under conditions of natural convection and natural draft are given. The method is presented and the results of calculation of errors of direct and indirect measurements at carrying out of experimental researches are resulted. The technique of CFD-modeling of free convection at washing of flat-oval pipes with incomplete finning is resulted.

The third section presents the results of the study of heat transfer of a single flat-oval tube with incomplete finning under conditions of free convection. The results of experimental researches of a single flat - oval tube with incomplete finning in the conditions of free convection are given. In order to verify the calculation model, a numerical modeling of the heat transfer of the tube was performed, the geometric characteristics of which correspond to the experiment. The verification showed that the maximum absolute error of CFD modeling is 1.35 °C, and relative - 2.19%, which indicates sufficient accuracy of the developed CFD-model. According to the results of CFD modeling of a number of sizes of flat-oval tubes with incomplete finning, generalized calculation dependences are obtained, which describe with sufficient accuracy the heat transfer intensity of single flat-oval tubes with incomplete finning under conditions of natural convection in a wide range of basic characteristics.

The fourth section presents the results of the study of heat transfer and aerodynamic resistance of flat-oval tubes with incomplete finning bundles under conditions of free convection and natural draft. Experimental studies of heat exchange of single-row and double-row staggered and corridor bundles of flat-oval tubes with incomplete transverse finning in the conditions of free convection and natural draft in the range of Rayleigh numbers $3000 < Ra < 30000$. Heat transfer of pipe packages in the conditions of natural draft in 1,8 ... 2 times more than in the conditions of free convection. The obtained data on heat transfer for chess and corridor packages are compared. The results of the comparative analysis showed that the intensity of heat exchange of chess and corridor packages in the conditions of free convection and natural draft at Rayleigh numbers $Ra < 7000$ is almost the

same. At Rayleigh numbers $7000 < Ra < 20000$ in the mode of natural draft the intensity of heat exchange of a staggered bundle is 10...13% higher, than in corridor. To obtain a complete picture of the effect on the heat transfer of the transition from free convection to natural draft, a comprehensive study of heat transfer and aerodynamics of multi-row pipe packages in the range of Reynolds numbers $500 < Re_{dl} < 20000$ were performed. New calculation dependences for determination of heat transfer coefficients and resistance coefficients for $Re_{dl} < 3000$ are offered, the influence of basic geometrical and mode parameters on the intensity of external heat transfer and aerodynamic resistance of flat - oval tubes with incomplete finning are established. A comparison of the experimental values of the efficiency of the fin in terms of free convection and natural draft of a single-row bundle, double-row staggered bundle, double-row corridor bundle, single pipe with a known calculated dependence showed that the difference between the obtained experimental data and the calculated formula is $\pm 2\%$ that proves its use for conditions of free convection, natural draft and forced convection.

The fifth section describes the results of experimental and numerical studies of the structure of the flow and fields of averaged velocity in packages of finned tubes of conveniently streamlined shape under natural draft. The obtained numerical and experimental distributions of velocities and temperatures near the surface of the pipes and in the wake of them give an idea of the peculiarities of the flow of pipes and the influence of the flow structure on the intensity of their heat transfer. It is established that the hydrodynamic picture of the flow in the package of flat-oval tubes according to the results of CFD-modeling corresponds to the classical representation of hydrodynamics. The absence of part of the fins in the aft part of flat-oval tubes with incomplete fins, where the formation of the aft circulation zone is observed, is substantiated. Verification of CFD modeling data and experimental research data to determine the average velocities and temperatures in the flow on a package of flat-oval tubes with incomplete finning

were performed. The verification results show that the average error of numerical simulation does not exceed 18%.

The sixth section is devoted to the evaluation of thermoaerodynamic efficiency of flat-oval tubes with incomplete finning, which is performed by means of a comparative analysis of the characteristics of air cooling unit made on the basis of different types of finned tubes. It is proved that the variant of air cooling apparatus based on flat oval tubes with incomplete finning has the smallest length of finned pipes, the largest heat output from one running meter of pipe, acceptable height of the exhaust tower and the smallest amount of capital costs for its manufacture.

The seventh section describes the method of design calculation of heat exchangers based on bundles of flat-oval tubes with incomplete finning, operating in natural draft. The section presents a complete method for calculating the heat transfer and aerodynamic drag of such a heat exchanger, taking into account the obtained calculation dependences.

The scientific novelty of the results of the dissertation is as follows:

1) For the first time an experimental study and CFD-modeling of the heat transfer regularities of a single flat-oval tube with incomplete finning in the conditions of free convection were performed;

2) For the first time generalized calculation dependences for determination of coefficients of external heat transfer of a single flat-oval tube in the conditions of free convection in a practical interval of change of its basic geometrical characteristics are offered;

3) Experimental researches of influence of transition from conditions of natural convection to conditions of natural draft on regularities of heat exchange of one-and two-row packages of flat-oval pipes with incomplete finning are executed;

4) For the first time the peculiarities of the flow around flat-oval pipes with incomplete finning and the influence of the flow structure on the intensity of their

heat transfer in the conditions of natural convection and natural draft with the help of experimental studies and CFD-modeling were studied;

5) The influence of geometrical characteristics of packages of flat-oval pipes with incomplete finning in the conditions of natural draft on their external heat exchange and aerodynamic resistance is investigated and change of a mode of a current at washing of packages of pipes at $Re_{dl} \approx 3000$ is revealed;

6) For the first time generalized calculation dependences for determination of coefficients of external heat transfer and aerodynamic drag of packages of flat-oval tubes with incomplete finning in the conditions of natural draft are offered.

The dissertation material expands and deepens scientific knowledge about thermal and aerodynamic processes in packages of flat-oval pipes with incomplete finning.

The materials of the dissertation are used in the educational process in the preparation of students of the Faculty of Thermal Power Engineering of Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, specialty 142 Power Engineering, educational program "Engineering and Computer Technologies of Heat Power Systems" and 144 Heat Power Engineering, educational program "Thermal Power Plants".

The results of the work were implemented at Scientific and Production Company Ganza LLC (Kyiv) in the design of heat recovery units for hot water boilers such as VK-21 (KSV-2.0) and FBG-2500, in which the removal of flue gases occurs only at due to the draft of the chimney. The use of the recommendations given in the dissertation allowed to carry out the installation of these utilizers without the installation of additional smoke extractors and without disrupting the gas path of the boilers. The savings of natural gas due to the installation of these heat recovery units is up to 192 thousand m^3 for one heating season.

Keywords: flat oval tube, transverse finning, heat transfer, aerodynamics, free convection, natural draft, flow characteristics, tube bundle, energy efficiency, method, calculation.

ЗМІСТ

Перелік основних умовних позначень	21
Вступ.....	25
1 Огляд стану розробок у галузі технологій повітряного охолодження	32
1.1 Використання теплообмінних апаратів, що працюють в умовах природної конвекції та природної тяги у різних областях промисловості та енергетики	33
1.2 Експериментальне дослідження вільної конвекції.....	36
1.3 Дослідження вільної конвекції в пучках неоребраних труб.....	38
1.4 Основні типи оребраних труб, що використовуються в теплообмінних апаратах, що працюють в умовах вільної конвекції та вільної тяги	40
1.5 Огляд досліджень теплообміну оребраних поверхонь при вільній конвекції.....	42
1.6 Огляд досліджень теплообміну в умовах природної тяги	48
1.7 Висновки та постановка задач роботи	53
2 Методика досліджень теплоаеродинамічних характеристик пакетів оребраних труб зручнообтічної форми при малих швидкостях потоку та в умовах вільної конвекції і природної тяги.....	56
2.1 Експериментальна установка для досліджень при малих швидкостях потоку.....	56
2.1.1 Вимірювальні прилади і система електроживлення	59
2.1.2 Конструкція і характеристики досліджуваних труб.....	60
2.1.3 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних з теплообміну пакетів труб	63
2.1.4 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних з аеродинамічного опору пакетів труб	68

2.2 Експериментальна установка для дослідження теплоаеродинамічних характеристик пакетів зручнообтічних ребрених труб, які працюють в умовах вільної конвекції та природної тяги	70
2.2.1 Конструкція і геометричні характеристики досліджуваних труб	72
2.2.2 Вимірювальні прилади і система електроживлення теплообмінної секції при дослідженнях теплообміну в умовах вільної конвекції та природної тяги	74
2.2.3 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних з теплообміну пакетів труб в умовах вільної конвекції та природної тяги	76
2.2.4 Методика вимірювання полів температур та швидкостей повітря над пакетом профільованих ребрених труб при вільній конвекції та природній тязі	79
2.3 Оцінка похибки вимірювань	81
2.4 Методика CFD-моделювання вільної конвекції при омиванні ребрених труб зручнообтічної форми	90
3.1 Результати експериментального дослідження теплообміну поодинокій плоскоовальній труби з неповним ребренням в умовах вільної конвекції	94
3.2 Результати CFD-моделювання течії та теплообміну поодинокій плоскоовальній труби в умовах вільної конвекції	96
4 Теплообмін та аеродинамічний опір пакетів плоскоовальних труб з неповним ребренням в умовах природної конвекції та природної тяги	105
4.1 Результати дослідження теплообміну одно-та дворядного пакетів	105
4.1.1 Результати дослідження теплообміну однорядного пакету	106
4.1.2 Результати дослідження теплообміну дворядного коридорного пакету	107
4.1.3 Результати дослідження теплообміну дворядного шахового пакету	111

4.1.4 Порівняння середнього теплообміну дворядного коридорного пакету та дворядного шахового пакету	113
4.2 Теплообмін та аеродинамічний опір багаторядних шахових пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної тяги	115
4.2.1 Теплообмін шахових пакетів	117
4.2.2 Вплив на теплообмін ореблених пакетів числа поперечних рядів труб	123
4.2.3 Аеродинамічний опір шахових пакетів	123
4.3 Коефіцієнт ефективності ребра плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах вільної конвекції і природної тяги	130
5 Дослідження структури течії та полів осередненої швидкості в пакетах ореблених труб зручнообтічної форми в умовах природної тяги.....	135
5.1 Результати експериментальних досліджень розподілів швидкостей і температур потоку за оребленими трубами зручнообтічної форми в умовах природної тяги	136
5.2 CFD-моделювання течії та полів осередненої швидкості в пакетах ореблених труб зручнообтічної форми в умовах природної тяги.....	144
5.2.1 Результати CFD-моделювання розподілу температур	146
5.2.2 Температурне поле і структура течії в пакеті ореблених труб зручнообтічної форми в умовах природної тяги.	148
6 Оцінка теплоаеродинамічної ефективності пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням	154
6.1 Загальні положення.....	154
6.2 Порівняльний аналіз характеристик апаратів повітряного охолодження з природною тягою виконаних на базі різних типів ореблених труб	155
7 Методика конструкторського розрахунку теплообмінних апаратів на базі пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням, що працюють в умовах природної тяги	163

7.1 Методика теплового розрахунку	163
7.2 Методика розрахунку аеродинамічного опору	175
Висновки	178
Перелік джерел посилення	180
Додаток А. Практичне застосування результатів досліджень.....	192

ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- A – висота каналу, м;
 a – коефіцієнт теплопровідності, $\text{м}^2/\text{с}$;
 B – ширина каналу, м; підйомна сила, $\text{Н}/\text{м}^2$;
 b – ширина, м;
 c_p – питома теплоємність, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;
 d – діаметр, м;
 d_1 – поперечний розмір плоскоовальної труби, м;
 d_2 – поздовжній розмір плоскоовальної труби, м;
 E – коефіцієнт ефективності ребра;
 F – площа перерізу каналу, м^2 ;
 G – витрата повітря, $\text{м}^3/\text{с}$;
 g – прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$;
 H – площа поверхні, м^2 ;
 h – висота, м;
 k – коефіцієнт теплопередавання, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$;
 l – довжина, м;
 Δp – градієнт статичного тиску, Па;
 p – статичний тиск, Па;
 Q – потужність труби-калориметра, Вт;
 q – густина теплового потоку, $\text{Вт}/\text{м}^2$;
 S_1 – поперечний крок між трубами, м;
 S_2 – поздовжній крок між трубами, м;
 S'_2 – діагональний крок між трубами, м;
 T, t – температура, К, $^{\circ}\text{C}$; крок між ребрами, м;
 V – вектор швидкості;
 W – швидкість, $\text{м}/\text{с}$;
 Δt – температурний напір, К;

u, v, w – компоненти вектора швидкості вздовж координат декартових x, y, z відповідно, м/с;

x, y – просторові координати, м;

z – номер ряду в напрямку течії;

α – коефіцієнт теплообміну, Вт/(м²·К);

β – коефіцієнт об'ємного розширення, 1/К;

Δ, δ – товщина, м;

ε – степінь чорноти;

Φ_{1-3} – розв'язувальний кутовий коефіцієнт випромінювання;

φ – кут нахилу до вертикалі рад; кутовий коефіцієнт випромінювання на себе циліндрової поверхні діаметру ребра;

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К), опору тертя;

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, Па·с;

ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості, м²/с;

ϑ, θ – безрозмірна температура;

ρ – густина, кг/м³;

ρg – місцева об'ємна сила, викликана тяжінням, Н/м³;

σ_0 – постійна Стефана-Больцмана, Вт/(м²·К⁴);

τ – час, с;

ζ – поправочний коефіцієнт пневмометричної трубки, коефіцієнт місцевого опору;

ψ – коефіцієнт ребрення;

Безрозмірні комплекси:

S_1/S_2 – параметр розміщення труб в пакеті;

H/F – приведена довжина;

$Eu = \Delta P / \rho w^2$ – число Ейлера;

$Gr = g \beta l^3 \Delta T / \nu^2$ – число Грасгофа;

$Nu = \alpha d / \lambda$ – число Нуссельта;

$Pr = \nu/a$ – число Прандтля;

$Ra = g\beta l^3 \Delta T / \nu a$ – число Релєєя;

$Re = wd/\nu$ – число Рейнольдса.

Індекси:

a – атмосфера;

r – радіус;

0 – початковий момент часу;

1 – поздовжній;

$1m$ – один погонний метр;

2 – поперечний;

∞ – на віддалені від нагрітої поверхні;

b – більший;

v – вода, внутрішній;

vx – вхід;

vix – вихід;

gl – не зайнятий ребрами;

$grad$ – градування;

d – дійсний, динамічний;

e – еквівалентний;

$ж$ – „живий”;

z – зовнішній;

k – конвективний;

m – місцевий, менший;

n – набігаючий;

op – оребрення;

p – потік, повітря, паралельний;

pr – приведений, протитік;

c – стінка;

сист – систематичний;

ср – середній;

ст – статичний;

р – ребро, розрахунковий;

тр – тертя;

у – умовний;

d – діаметр;

C, m, n – постійні безрозмірні числа;

i, j – точка на поверхні.

Скорочення:

CFD - computational fluid dynamics,

АПО – апарат повітряного охолодження;

АЦП – аналогово-цифровий перетворювач.

ВСТУП

Актуальність роботи. У теперішній час в зв'язку зі значним подорожчанням усіх видів матеріальних та енергетичних ресурсів на перший план вийшли задачі ресурсо- і енергозбереження. Важливим напрямком вирішення цих задач є розробка та впровадження нових видів розвинутих конвективних поверхонь теплообміну, що відрізняються високою теплоаеродинамічною ефективністю, технологічністю та невеликою вартістю виробництва [1].

Розробка та впровадження нових видів розвинутих поверхонь теплообміну дозволяють розширити сферу застосування так званих „сухих” систем охолодження, коли охолоджуючим агентом є атмосферне повітря, а не прісна вода, дефіцит якої вже зараз гостро відчувається як в Україні, так і в усьому світі [1]. Промисловість потребує більш ніж 50% кількості прісної води у загальному балансі на охолодження технологічних середовищ та промислового обладнання. Застосування „сухих” (повітряних) систем охолодження на підприємствах нафтохімічної, металургійної, харчової та інших галузей промисловості дозволяють на 70...90% зменшити використання води, що дає можливість успішно вирішувати не тільки задачу раціонального використання водних ресурсів, а й не менш важливе екологічне завдання їх охорони шляхом припинення та запобігання забруднення річок та водоймищ промисловими стоками [2].

Одним з основних фізичних процесів, що спостерігається під час охолодження теплоносія в „сухих” системах охолодження є вільна конвекція. Вільна конвекція належить до універсальних явищ природи, оскільки її можна охарактеризувати як всеохоплюючий та всепроникаючий процес [3].

Явища вільної конвекції викликані підйомною силою, мають визначальний вплив на конструкцію теплообмінних апаратів. В той же час при їхньому виробництві має використовуватися існуюче технологічне обладнання, а при реконструкції конкретних теплообмінних апаратів –

існуюче монтажне обладнання і фундаменти [4]. Тому у конструкціях теплообмінників нового покоління, що базуються на нових розвинених поверхнях теплообміну мають бути реалізовані рішення, що дозволяють отримати прийнятні масогабаритні й вартісні характеристики.

Враховуючи вище сказане можна констатувати, що без впровадження нових видів оребрених поверхонь неможливий прогрес в енергомашинобудуванні та енергетиці. Доля таких поверхонь у складі енергетичного обладнання значна і постійно зростає: це водяні економайзери, калорифери котельних установок, котли-утилізатори, регенератори, мастилоохолоджувачі парогазових і газотурбінних установок, а також сухі градирні та повітряні конденсатори. Особливо слід відмітити сталу тенденцію відмови в паротурбінних установках від градирень та інших систем охолодження випаровувального типу, в яких втрачається до 60% води, внаслідок дефіциту гідроресурсів та необхідності розміщення енергоустановок незалежно від джерел прісної води [1,5].

Без вдосконалення розвинутих поверхонь теплообміну, зниження вартості їх виробництва неможливе повномасштабне освоєння величезного потенціалу енергозбереження за рахунок утилізації теплоти викидних газів промислових енергетичних і технологічних паливовикористовуючих установок. Таким чином, використання ідей та розробок, що призводять навіть до невеликого зниження металоємності та вартості оребрених поверхонь при великих потребах у теплообмінному обладнанні в масштабах промислових галузей може призвести до значної економії коштів, розширення сфер застосування ресурсо- і енергозберігаючих технологій [1].

До таких розробок можна віднести запропоновані в КПІ ім. Ігоря Сікорського поверхні з плоскоовальних труб з неповним оребренням [4-6], які мають низку значних переваг порівняно з поверхнями із оребрених труб, що застосовуються у теперішній час у промисловості.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Тематика дисертаційної роботи відповідає пріоритетному напрямку розвитку науки і техніки «Енергетика і енергоефективність» (Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки: Закон України від 11.06.2001 р. № 2623-III. Дата оновлення: 16.01.2016. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2623-14> (дата звернення: 27.03.2020) і тісно пов'язана з дослідженням та розробкою високоефективних теплообмінних поверхонь на базі плоскоовальних труб з неповним оребрением для апаратів повітряного охолодження. Окремі розділи даної дисертації входили до складу науково-дослідницьких програм та тем, що проводяться на кафедрі АЕС і ІТФ КПІ ім. Ігоря Сікорського, прикладної держбюджетної науково-дослідної роботи №2726-п «Розробка енергетичних і промислових систем охолодження з природною тягою на новій елементній основі» (номер державної реєстрації 0114U000561), яка виконувалась за тематичним планом науково-дослідних робіт Міністерства освіти і науки України.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є підвищення ефективності та зниження металоємності витрат рекуперативних теплообмінних апаратів, що працюють в умовах вільної конвекції та природної тяги шляхом дослідження теплоаеродинамічних характеристик плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах вільної конвекції та природної тяги і створення інженерної методики їх розрахунку.

Для досягнення цієї мети поставлено такі основні *задачі*:

1. Провести експериментальне дослідження зовнішнього теплообміну поодинокій плоскоовальній труби з неповним оребрением в умовах вільної конвекції;

2. Дослідити вплив геометричних параметрів оребрения на інтенсивність зовнішнього теплообміну поодинокій плоскоовальній труби з неповним оребрением в умовах вільної конвекції за допомогою CFD-моделювання;

3. Провести експериментальне дослідження зовнішнього теплообміну пакетів плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах вільної конвекції та природної тяги;

4. Дослідити вплив режимних та крокових характеристик на інтенсивність зовнішнього теплообміну і аеродинамічний опір шахових пакетів плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах природної тяги;

5. Виконати оцінку та порівняння масогабаритних, теплоаеродинамічних та економічних показників апарату повітряного охолодження, працюючого в умовах вільної тяги, виконаного на базі різних типів оребренных труб;

6. На основі проведених досліджень розробити методику конструкторського розрахунку теплообмінних апаратів на базі пакетів плоскоовальних труб з неповним оребрением, що працюють в умовах природної тяги.

Об'єктом дослідження є теплоаеродинамічні процеси в пакетах плоскоовальних труб з неповним оребрением, що працюють в умовах вільної конвекції та природної тяги..

Предметом дослідження є вплив режимних та конструктивних параметрів на структуру течії, закономірності конвективного теплообміну та аеродинамічного опору при роботі плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах вільної конвекції та природної тяги.

Методи дослідження. Дослідження процесів теплообміну та візуалізація течії плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах природної конвекції та природної тяги виконувалося за допомогою стенду баштового типу та методів чисельного моделювання. Дослідження процесів теплообміну та аеродинамічного опору плоскоовальних труб з неповним оребрением при швидкостях потоку, що відповідають швидкостям, характерним для умов природної тяги, виконувалося в аеродинамічній трубі незамкненого типу. Коефіцієнти теплообміну визначались за результатами

виміру розподілів температур на поверхні ребреної труби. Аеродинамічний опір визначався за результатами вимірювань перепаду тисків.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

1. Вперше виконано експериментальне дослідження та CFD-моделювання закономірностей теплообміну поодинокі плоскоовальної труби з неповним ребренням в умовах вільної конвекції;
2. Вперше запропоновано узагальнюючі розрахункові залежності для визначення коефіцієнтів зовнішньої тепловіддачі поодинокі плоскоовальної труби в умовах вільної конвекції в практичному інтервалі зміні її основних геометричних характеристик;
3. Виконані експериментальні дослідження впливу переходу від умов природної конвекції до умов природної тяги на закономірності теплообміну одно- та дворядних пакетів плоскоовальних труб з неповним ребренням;
4. Вперше досліджено особливості обтікання плоскоовальних труб з неповним ребренням і вплив структури течії на інтенсивність їх тепловіддачі за допомогою експериментальних досліджень та CFD-моделювання в умовах вільної конвекції та природної тяги;
5. Досліджено вплив геометричних характеристик пакетів плоскоовальних труб з неповним ребренням в умовах природної тяги на їх зовнішній теплообмін та аеродинамічний опір та виявлено зміну режиму течії при омиванні пакетів труб при $Re_{dl} \approx 3000$;
6. Вперше запропоновані узагальнюючі розрахункові залежності для визначення коефіцієнтів зовнішньої тепловіддачі і аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб з неповним ребренням в умовах природної тяги.

Матеріал дисертації розширює та поглиблює наукові знання про теплові та аеродинамічні процеси в пакетах плоскоовальних труб з неповним ребренням.

Практичні значення результатів роботи. Створені інженерні методики розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору поверхонь у

вигляді пакетів плоскоовальних труб з неповним оребрением для умов природної тяги. Доведено, що використання плоскоовальних труб з неповним оребрением в конструкціях апаратів повітряного охолодження, що працюють в умовах природної тяги підвищує їх теплову ефективність на 15-20 % та знижує їх вартість на 25-30%.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі при підготовці студентів теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського за спеціальністю 142 Енергетичне машинобудування освітньої програми «Інженерія і комп'ютерні технології теплоенергетичних систем» та 144 Теплоенергетика освітньої програми «Теплові електричні станції».

Особистий внесок здобувача. Наукові результати, приведені у дисертаційній роботі, отримані особисто автором, у тому числі: результати експериментальних досліджень, узагальнені залежності для розрахунку коефіцієнтів теплообміну поодиноких плоскоовальних труб з неповним оребрением; узагальнені залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах вільної тяги, результати числового моделювання динаміки обтікання плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах вільної конвекції та вільної тяги, результати техніко-економічного порівняння апарату повітряного охолодження, працюючого в умовах вільної тяги, нові інженерні методики розрахунків теплообміну і аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб з неповним оребрением для рекуперативних теплообмінних апаратів повітряного охолодження. В опублікованих у співавторстві роботах здобувачеві належать: основні результати досліджень теплообміну та аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах вільної конвекції та природної тяги, обробка експериментальних даних, аналіз отриманих результатів та розробка методик теплових і аеродинамічних розрахунків.

Апробація роботи. Результати та основні положення роботи доповідалися та обговорювалися на XIII міжнародній конференції

„Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики” (м. Ялта, 4 – 8 червня 2013 р.); XII Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрантів і студентів „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”(м. Київ, Україна 22 - 25 квітня 2014 р.); VI Російській національній конференції по тепломасообміну „РНКТ-6” (м. Москва, Росія 27 - 31 жовтня 2014 р.); XIV міжнародній конференції „Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики” (м. Київ, 4 – 5 грудня 2014 р.); XIII Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрантів і студентів „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”(м. Київ, Україна 21 - 24 квітня 2015 р.); XV Мінському міжнародному форумі по тепломасообміну (м. Мінськ, Білорусь, 23 – 26.травня.2016 р.)

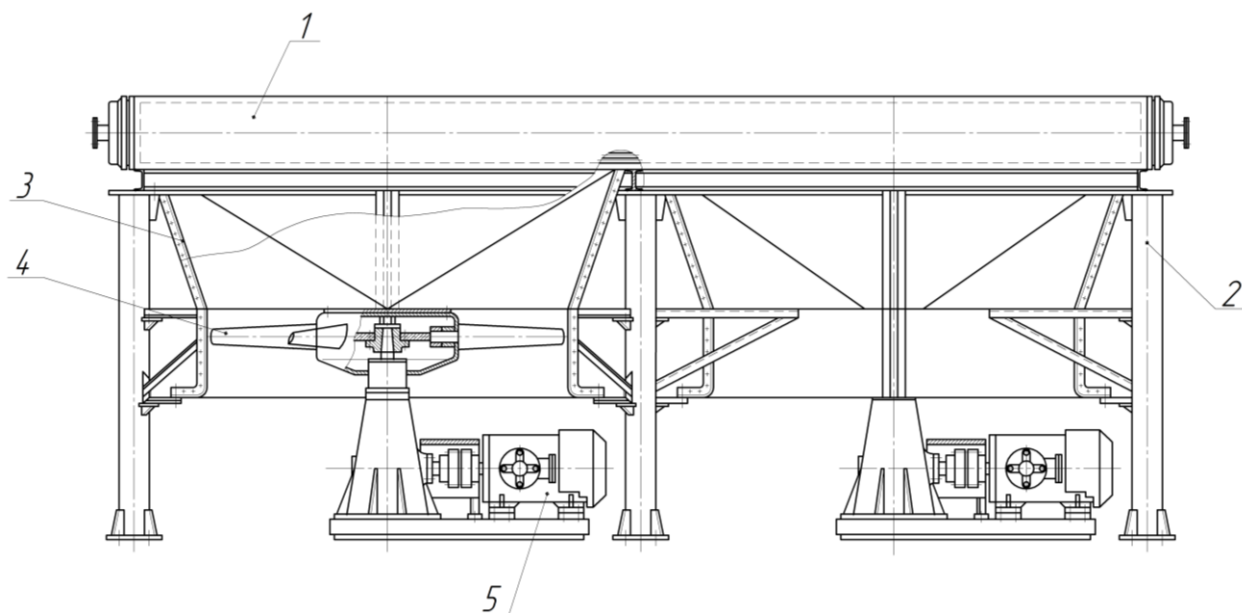
Публікації. Згідно з темою дисертації, за результатами досліджень опубліковано 26 наукових праць, у тому числі 5 статей у наукових фахових виданнях (з них 1 стаття у виданні, включеному до категорії «А» Переліку наукових фахових видань України; 4 статті у наукових фахових виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз), 9 патентів України на корисну модель, 6 тез доповідей та матеріалів конференцій, 6 статей в інших виданнях

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 7 розділів, висновків, списку використаних джерел з 110 найменувань та 1 додатку. Загальний обсяг роботи складає 194 сторінки, з них 80 рисунків та 18 таблиць.

1 ОГЛЯД СТАНУ РОЗРОБОК У ГАЛУЗІ ТЕХНОЛОГІЙ ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

На сучасному етапі науково-технічного прогресу в умовах швидко зростаючого дефіциту водних ресурсів, особливо гострого в промислових районах країни, перехід від водяних систем охолодження технологічного обладнання до повітряного стає нагальною потребою для більшості галузей народного господарства. При повітряному охолодженні для відводу теплоти в навколишнє середовище застосовуються рекуперативні апарати повітряного охолодження (АПО).

В АПО охолоджуваний технологічний продукт рухається всередині труб, передаючи через їх стінку теплоту більш холодному теплоносію - повітрю. Основними конструктивними елементами АПО є: теплообмінна трубчаста секція, осьовий вентилятор з приводом, дифузор і опорна конструкція в металевому або залізобетонному виконанні (рис. 1.1).



1 – теплообмінна секція;; 2 – опорна рама; 3 – дифузор; 4 – вентилятор; 5 –
привід вентилятора

Рисунок 1.1 – Апарат повітряного охолодження (загальний вигляд)

Як зазначають Кунтиш В.Б., Сухоцький А.Б., Самородов А.В. [7], одним з технічних рішень для енергозбереження при експлуатації АПО є переведення їх роботи протягом деякого періоду року в безвентиляторний режим з відключенням всіх вентиляторів. Відведення теплоти від робочого тіла (продукту, енергоносія, теплоносія) при такому режимі роботи здійснюється в умовах вільної конвекції або природної тяги. Дослідження [8-10] перевodu АПО на відведення теплового потоку природною конвекцією в умовах природної тяги підтвердили енергетичну і економічну доцільність такого рішення - витрати електроенергії на привід вентиляторів АПО зменшились в середньому на 37% в рік.

1.1 Використання теплообмінних апаратів, що працюють в умовах природної конвекції та природної тяги у різних областях промисловості та енергетики

В енергетиці АПО застосовуються для охолодження води в сухих градирнях [11] (рис. 1.2, 1.3), конденсаування пари в повітряних конденсаторах (рис. 1.4), для охолодження мастила підшипників та редукторних передач газотурбінних і компресорних установок, в системах охолодження гідрогенераторів і інших електричних машин [2].

Широке застосування отримали АПО в технологічних схемах нафтопереробної промисловості [2]. В апаратах здійснюється конденсація і охолодження пари бензину, гасу, охолодження дизельного палива, топкового мазуту, бітуму. гудрону. Впровадження АПО дозволяє значно зменшити витрату охолоджуючої води на 1 дм нафти, що переробляється.

У хімічній промисловості АПО застосовуються в крупнотонажних агрегатах виробництва аміаку, в укрупнених агрегатах з випуску метанолу, в установках з виробництва сірчаної кислоти; у нафтохімії при виробництвах стиrolу, етанолу, поліпропілену, ацетальдегіду і ін. [2]



Рисунок 1.2 – Суха градирня системи Геллера, встановлена на Разданській КЕС, Вірменія [12]



а)



б)

а) - Суха градирня в Сирії, Дейр Алі потужністю 750 МВт, металоконструкція

б) – Суха градирня в Китаї, Бао Джі потужністю 660 МВт, залізобетонна конструкція

Рисунок 1.3 – Сухі градирні з природною тягою.[13]



Рисунок 1.4 – Повітряний конденсатор[14]

В установках штучного отримання холоду АПО застосовуються для охолодження і конденсації парів аміаку, що дозволяє значно зменшити витрату свіжої води [2].

Целюлозно-паперова промисловість (ЦПП), яка витрачає на вироблення 1 т продукції в середньому 400 м^3 води, є одним з найбільших її споживачів. Стосовно до процесів ЦПП переважно застосовувати АПО в теплових схемах, де за умовами здійснення технологічного циклу не потрібна підтримка нормованого значення кінцевої температури охолоджуваного середовища або допускається втрата теплоти. Як приклад доцільно використовувати АПО в схемах концентрування сульфатного лугу багатокорпусними вакуум-випарними станціями [2].

В газотранспортній системі АПО використовуються у якості охолоджувачів природного газу після компресорів (рис. 1.5) та у якості охолоджувачів мастила турбокомпресорів.



Рисунок 1.5 – АПО природного газу [15]

Крім апаратів повітряного охолодження технологічних рідин умови природної тяги спостерігаються при роботі хвостових поверхонь нагріву котельних агрегатів, що працюють за відсутності димососу. При цьому видалення димових газів з газового тракту котельного агрегату відбувається лише за рахунок самотяги димової труби [16]. У випадку необхідності встановлення утилізаторів теплоти відхідних димових газів за такими котельними агрегатами крім внесення додаткового аеродинамічного опору в газовий тракт спостерігається також зниження самотяги димової труби за рахунок зниження температури відхідних димових газів [17-20]. Враховуючи вищенаведене, при проектуванні утилізаторів теплоти необхідно мати можливість виконання їх теплового та аеродинамічного розрахунку для будь-яких умов експлуатації [21-22].

1.2 Експериментальне дослідження вільної конвекції

На сьогоднішній день велике практичне значення має тепловіддача поблизу горизонтальних труб. Експериментальні дослідження показують, що картина вільної течії вздовж вертикальної стінки є такою ж, як і для вільного руху поблизу похилої стінки [23].

Кількісні характеристики теплообміну визначаються з критеріального рівняння, яке отримане методами теорії подібності чи аналізу розмірності. Найбільш поширеним методом обробки результатів розрахунку і експериментів є використання одночленної ступеневої залежності між критеріями подібності [24, 25]:

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Gr}^m \text{Pr}^n, \quad (1.1)$$

де C, m, n – постійні безрозмірні числа.

Характер вільного руху поблизу гарячих горизонтальних труб представлений на рис. 1.6. При інших рівних умовах, чим більшим є діаметр труб, тим більш вірогідне руйнування ламінарної течії. У труб малого діаметру руйнування ламінарної течії може проходити вище від труби [23].

Для розрахунку середніх коефіцієнтів тепловіддачі при вільному ламінарному рухові поблизу горизонтальних труб може бути використана формула І.М. Міхеєвої [26]

$$\overline{\text{Nu}}_{pd} = 0,5 \left(\text{Gr}_{pd} \text{Pr}_{pd} \right)^{0,25} \left(\text{Pr}_p / \text{Pr}_c \right)^{0,25}. \quad (1.2)$$

В цій формулі за визначальну прийнята температура рідини чи газу вдалі від труби, а в якості визначального вибирається діаметр труби.

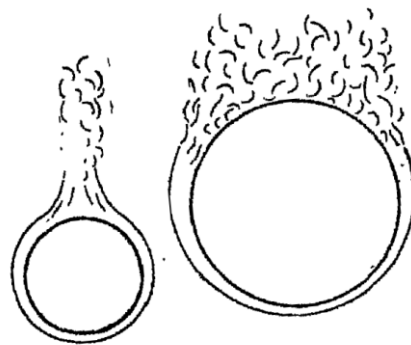


Рисунок 1.6 – Вільний рух поблизу горизонтальних труб [23]

Дослідженню явища вільної конвекції поблизу поодиноких поверхонь присвячені роботи видатних вчених [27-36].

1.3 Дослідження вільної конвекції в пучках неоребраних труб

З точки зору вільно-конвективного теплообміну найбільш ефективним є горизонтальне розташування труб у пучку. Умови омивання першого ряду відповідають течії поблизу одиночного циліндра. Всі наступні труби знаходяться у вихорових зонах наступних труб. Між трубами по висоті існує застійна зона з відносно слабкою циркуляцією рідини. Узагальнююча залежність тепловіддачі пучка труб в квазіізотермічному потоці має вигляд:

$$\overline{Nu} = f(Gr_d, Pr_d, S_1/d, S_2/d, D/d, z), \quad (1.3)$$

де z - номер ряду в напрямку течії.

В роботі Короленко Ю.О. [37], запропоновано розрахункову формулу для одного ряду горизонтально розташованих з відносним кроком $S_2/d = 1...3$ труб

$$Nu = C \cdot Gr^m. \quad (1.4)$$

В формулі (1.4) коефіцієнти C і m залежать від відносного кроку S_2/d . При цьому при $S_2/d < 1,36$, $C = 2,93S_2/d - 3,16$, $m = 0,17$. Якщо $S_2/d < 1,36...1,82$, $C = 0,82$, $m = 0,17$. При $S_2/d < 1,82$, $C = 0,47$, $m = 0,25$.

При цьому, число Грасгофа змінювалось в діапазоні $Gr_d = 3,2 \cdot 10^3...2,3 \cdot 10^5$, число Прандтля приймалось рівним 0,7, а середня температура поверхні приймалась рівною температурі навколишнього середовища $t_{cp} = t_{\infty}$.

Вплив розташованих поряд циліндрів не проявляється при $S_2/d > 1,82$. Ця величина є вищою ніж в пучках при вимушеній конвекції через велику товщину прилежового шару у вільно-конвективному потоці [37].

Incropera F.P. і Yaghoubi M.A. [38] запропонували розрахункову залежність для обчислення теплообміну у горизонтально розташованому п'ятирядному пучку труб

$$Nu = 0,52Ra_{H_2}^{0,25}. \quad (1.5)$$

Труби в пучку розташовані з кроком S_2 в прямокутному резервуарі $H \times B$, що заповнений водою до висоти H_1 , на висоті H_2 від вільної поверхні рідини з температурою T_n і на відстані $h_2 = H - H_2 - 2d$ від основи. Бічні стінки основи резервуару теплоізовані. Поздовжній крок труб діаметром $d = 25,4$ мм становив $S_2 = 50,8$ мм. Середня температура обчислювалась за допомогою формули:

$$\theta_c = T_c - T_n, T_{cp} = (T_c + T_n)/2. \quad (1.6)$$

Розрахункова залежність (1.5) справедлива в діапазоні чисел Ралея $Ra_{H_2} = 5 \cdot 10^5 \dots 5 \cdot 10^9$ і $H_1/d = 3 \dots 15$, $b/d = 11 \dots 12$.

Для тепловіддачі горизонтальних пучків труб в роботі [38] рекомендуються залежності (1.7) і (1.8). Ці залежності справедливі для діапазону чисел Грасгофа $Gr_d = 3,2 \cdot 10^3 \dots 2,3 \cdot 10^5$, число Прандтля приймалось рівним 0,7, а середня температура поверхні приймалась рівною температурі навколишнього середовища $t_{cp} = t_\infty$.

У випадку коридорного пучка при $S_2/d < 2$, $S_2/d \geq 2$:

$$\overline{Nu} = C_z \left(S_1 S_2 / d^2 \right)^{0,34} Gr_d^{0,34}, \quad (1.7)$$

при $z_1 = 2 \dots 6$, $C_z = 0,182 \dots 0,012(z_1 - 2)$; при $z_1 > 6$ $C_z = 0,136$.

Для шахового пучка при $S_2/d > 2$, $S_2/d > 2,5$

$$\overline{Nu} = C_z (S_2/d)^{0,37} Gr_d^{0,25}, \quad (1.8)$$

при $z_1 = 2 \dots 5$, $C_z = 0,241 \dots 0,012(z_1 - 2)$; при $z_1 > 5$ $C_z = 0,205$.

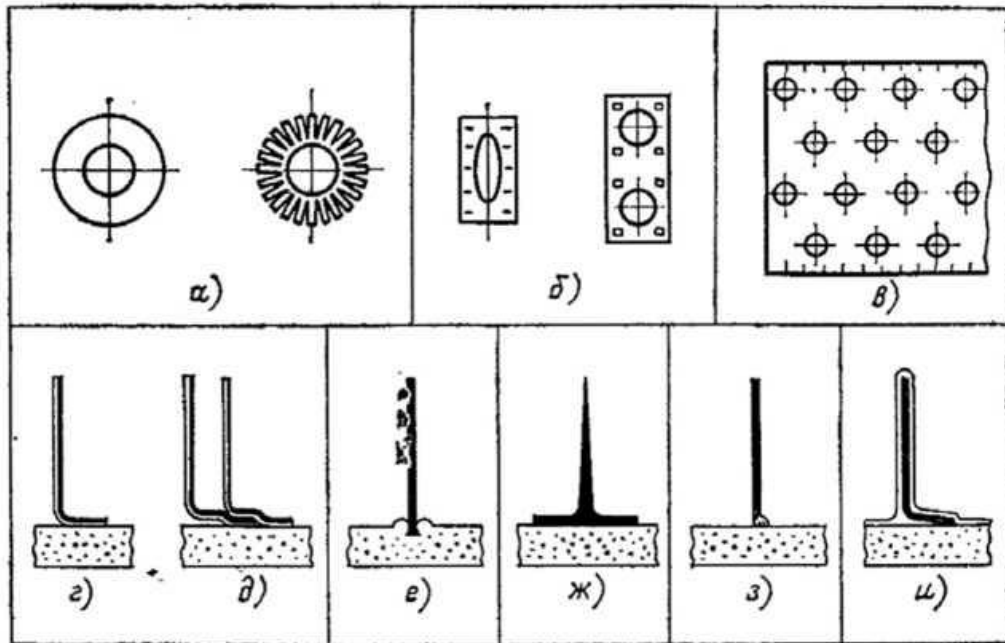
1.4 Основні типи оребрених труб, що використовуються в теплообмінних апаратах, що працюють в умовах вільної конвекції та вільної тяги

Відносно низькі коефіцієнти тепловіддачі з боку повітря в порівнянні з коефіцієнтами для охолоджуваних або конденсованих технологічних рідин можуть бути частково компенсовані розвитком поверхонь з боку повітря. Це здійснюється за допомогою застосування оребрених труб [39].

За рахунок оребрення теплообмінну поверхню може бути збільшено в 10-25 разів у порівнянні з поверхнею гладких труб. Ступінь розвитку поверхні оптимізується з урахуванням економічних міркувань і технології виготовлення оребрених труб [40-45].

На рис. 1.7 показані типові оребренні труби, що використовуються у АПО, і різні методи кріплення ребер на трубах.

Алюмінієві ребра, посаджені з натягом на сталеву трубу (рис. 1.7, а, і, г), мають високі контактні термічні опори, які швидко збільшуються при підвищенні температури, тому їх застосування обмежене температурами до 100 °С, оскільки при більш високих температурах кріплення ребер до труб послабляється внаслідок великого термічного розширення алюмінію. Крім того, контактний термічний опір між ребром і трубою-основою є обмежуючим чинником при використанні біметалевих труб за рахунок тенденції до його збільшення під час експлуатації теплообмінного апарату.



а – надягнуті з натягом круглі ребра; б – прямокутні ребра, припаяні до круглих або еліптичних труб; в – пучки труб з припаяними або натягнутими прямокутними ребрами; г – приварені одиночні L-подібні ребра; д – накладені один на одне L-подібні ребра; е – вставлені в пази ребра; ж – ребра, утворені методом видавлювання; з – приварені або припаяні ребра; и – ребра з металевим покриттям

Рисунок 1.7 – Типи оребрених труб та способи кріплення ребер [39]

Ребра, що встановлюються в канавки й закріплені, як показано на рис. 1.7, е, застосовуються до температури 350 °С, але при цьому потрібні труби з товщиною стінок, збільшеною на глибину канавки.

Ребра, видавлені з алюмінієвих труб з тонкими стінками (рис. 1.7, ж), забезпечують гарний контакт навіть при використанні тонкостінних труб, так що робочі температури до 250 °С є цілком припустимими. Кріплення ребер до труб, показані на рис. 1.7, б, з, і, приводять до менших контактних опорів і застосовуються при температурах, що не перевищують температури плавлення припою.

Для труби з плоскими ребрами (рис. 1.7, б) допускається застосування будь-яких типів кріплення до труб будь-якої форми й при будь-яких розмірах

ребер. Для ребер пластинчастого типу допускається застосування турбулізаторів, які збільшують тепловіддачу з боку повітря при низьких швидкостях повітря й перепадах тиску. При гарячому цинкуванні на оребрені труби наноситься однорідна металева плівка, яка також служить додатковим захистом від корозії. Приварні ребра (рис. 1.7, з) використовуються при високих температурах (понад 400 °С), а також при відсутності можливості застосувати описані вище способи кріплення [39].

1.5 Огляд досліджень теплообміну оребрених поверхонь при вільній конвекції

Процеси течії і теплообміну при вільній конвекції досить складні [46], особливо на ребристих поверхнях нагріву. Тепловіддачу тіл, що досліджуються, часто приходить розглядати в тривимірному просторі. При цьому, в багатьох випадках, особливо на ребристих поверхнях має місце радіаційна і конвективна складова теплообміну. Теоретичні методи опису і розрахунку можливо застосовувати лише в найпростіших випадках [3]. Тому для розрахунку вільно-конвективної тепловіддачі оребрених поверхонь доцільно застосовувати критеріальні рівняння, що мають емпіричне походження.

Tsubouchi T. і Masuda H. [47] запропонували для дослідження середньої тепловіддачі горизонтального циліндра довжиною l , діаметром d_0 з круглими і тонкими дисковими алюмінієвими ребрами, які мали зовнішній діаметр d , товщину і висоту ребра Δ і h відповідно наступні критеріальні залежності

Для $\xi = d/d_0 = 0 \dots 0,6$:

$$\text{Nu} = \frac{1}{12\pi} \frac{s}{d} \text{Ra} \left\{ 1 - \exp \left[- \left(\frac{Cd}{s\text{Ra}} \right)^{3/4} \right] - \exp \left[\beta_1 \left(\frac{Cd}{s\text{Ra}} \right)^{3/4} \right] \right\}, \quad (1.9)$$

$$\text{де } \beta_1 = 0,17\xi \cdot \exp(-4,8\xi); C = \left(\frac{23,7 - 1,1(1 + 152\xi^2)^{1/2}}{1 + \beta_1} \right)^{3/4},$$

Для $\xi = d/d_0 = 0,6 \dots 1,0$:

$$\text{Nu} = a \cdot \left(\frac{s}{d_0} \text{Ra} \right)^m \left\{ 1 - \exp \left[- \left(\frac{C_1 d_0}{s \text{Ra}} \right)^{C_2} \right] \right\}^{C_3}, \quad (1.10)$$

де $a = -0,15 + 0,3\xi + 0,032\xi^6$; $C_1 = -180 + 480\xi + 1,4\xi^{-8}$; $C_2 = 0,04 + 0,9\xi$; $C_3 = 1,3(1 - \xi) + 0,0017\xi^{-12}$; $m = 0,25C_2 \cdot C_3$, s - крок між ребрами.

В рівняннях (1.9) та (1.10) фізичні параметри повітря приймали за середньою температурою, яка обчислювалась за допомогою рівняння:

$$t_{cp} = t_c \cdot s \cdot \frac{\text{Ra}}{d}. \quad (1.11)$$

В роботі [48] автори Halme E., і Zhu D. наочно показали розподіл температури по висоті мідного вертикального ребра насадженого на горизонтальну трубу при різних теплових режимах і запропонували узагальнююче рівняння для розрахунку середнього теплообміну. При цьому вони відмітили, що на вид узагальнюючого рівняння значно впливає вибір визначальної температури. Якщо в якості визначальної було обрано $t_{cp} = (t_p + t_0)/2$, то критерій Нуссельта визначався за формулою

$$\text{Nu} = 0,376 \cdot \left(\text{Gr} \cdot \text{Pr} \frac{b}{d_0} \right)^{0,308}, \quad (1.12)$$

де b – висота ребра.

Якщо в якості визначальної було обрано $t_{cp} = (t_{cm} + t_0)/2$, то

$$Nu = 0,28 \cdot \left(Gr \cdot Pr \frac{b}{d_0} \right)^{1/3}. \quad (1.13)$$

Горизонтальні труби з спірально навитими ребрами експериментально досліджувались Nicol A.A. та Babių G.B. [49]. На дослідному зразку ребра розташовувались з кроком n при куті нахилу до вертикалі φ . Експериментальні дані з похибкою $\pm 10\%$ апроксимують значення середніх коефіцієнтів тепловіддачі до повітря і узагальнені рівнянням

$$Nu = 0,11 \left(Ra \frac{s + d_0}{d_0 + d_{cp}} \right)^{0,35}, \quad (1.14)$$

в якому $Ra \frac{s + d_0}{d_0 + d_{cp}} = 2,5 \cdot 10^4 \dots 4,0 \cdot 10^5$; $d_{cp} = (d + d_0)/2$; $t_{cp} = (t_{cm} + t_0)/2$;

$d_0 = 35$ мм; $d = 60,2 \dots 85,7$ мм; $s = 6,35 \dots 19,05$ мм.

Теплофізичні властивості повітря приймалися при температурі примежового шару.

Володіним В.І., Михайленко А.А. і Нестеренко В.Б. [50, 51] досліджувався теплообмін, що протікає при спільному охолодженні вільною конвекцією і випромінюванням горизонтальної ребреної труби. Авторами було запропоновано критеріальне рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі:

$$Nu = \frac{1}{6\pi} \frac{b}{d_p} Ra \left\{ 1 - \exp \left[\left(\frac{-25,3}{Ra \cdot b/d_p} \right)^{3/4} \right] \right\}, \quad (1.15)$$

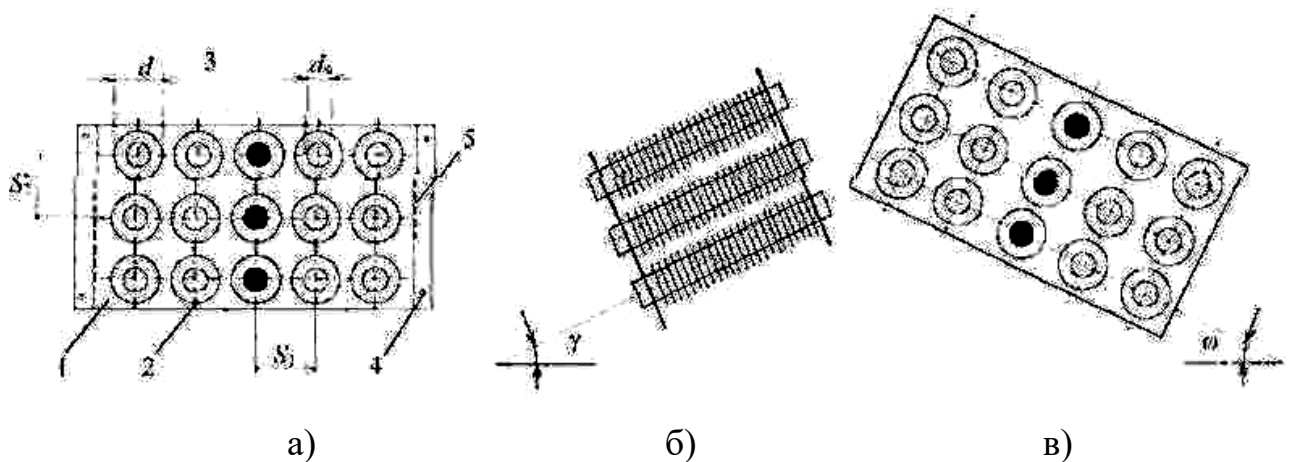
де d_p – еквівалентний діаметр ребра.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням оцінювався за формулою:

$$\alpha_{\text{пром}} = \varepsilon \sigma_0 (T_{\text{сн}}^2 - T^2) (T_{\text{сн}} + T). \quad (1.16)$$

Для дослідження впливу випромінювання Позняковою Г.В., була розроблена оригінальна методика розрахунку коефіцієнтів теплообміну оребрених труб круглого поперечного перерізу [46]. В цій роботі досліджувались процеси теплообміну при вільній конвекції в моделях трирядного коридорного пучка оребрених труб (рис. 1.8).

Як вважає Познякова Г.В., променеву складову теплового потоку необхідно враховувати, оскільки, як наведено в [46] вона може складати до 30% від конвективної. Разом з тим при теплообміні ребристих поверхонь нагріву з навколишнім середовищем має місце в основному спряжений теплообмін [23]. Взаємний вплив спряжених процесів теплообміну відомими методиками не враховується.



а) горизонтальні; б) при куті нахилу вісей труб до горизонтальної площини φ ; в) при куту нахилу вісі пучка γ

Рисунок 1.8 – Дослідження теплообміну в трирядних коридорних пучках [46]

Для розрахунку середнього кутового коефіцієнта випромінювання одиночної кругло ребристої труби з урахуванням товщини ребра Δ до навколишнього середовища запропонована формула [46]:

$$\varphi_{m-o} = \frac{[s - \varphi_{01-01}(S - \Delta)]d}{0,5(d^2 - d_0^2) + (S - \Delta)d_0 + \Delta d}, \quad (1.17)$$

де φ_{01-01} – кутовий коефіцієнт випромінювання на себе циліндрової поверхні діаметру ребра d і довжиною $(s - \Delta)$ [46], що замикає міжреберну порожнину. Коефіцієнт φ_{01-01} розраховується за формулою

$$\begin{aligned} \varphi_{01-01} = 1 - R + \frac{H}{4} + \frac{2R}{\pi} \arctg\left(\frac{2\sqrt{1-R^2}}{H}\right) + \frac{H}{2\pi} \arcsin(1-2R^2) \\ - \frac{\sqrt{H^2+4}}{2\pi} \left[\frac{\pi}{2} + \arcsin\left(1 - \frac{2R^2H^2}{H^2-4R^2+4}\right) \right], \end{aligned} \quad (1.18)$$

де $R = d_0/d$; $H = 2(s - \Delta)/d$.

Основна формула для розрахунку променистої складової теплового потоку пакета з круглоребристих труб зональним методом[46]:

$$Q_{пром} = c_0 \varepsilon_0 \varphi_{m-o} \frac{F}{z} [\Phi_{1-3} - \Phi_{2-3}(z-1)] \cdot \left[\left(\frac{273+t_{cm}}{100} \right)^4 - \left(\frac{273+t_0}{100} \right)^4 \right], \quad (1.19)$$

де Φ_{1-3} – розрахунковий кутовий коефіцієнт випромінювання від першої зони до третьої; Φ_{2-3} – розрахунковий кутовий коефіцієнт випромінювання від другої зони до третьої. Значення кутових коефіцієнтів обчислюються, вважаючи, що пучок складається з гладких труб діаметром d_0 , рівним зовнішньому діаметру ребра.

Променева складова теплового потоку у спрощеному способі його визначення має вигляд [46]:

$$Q_{\text{проп}} = c_0 \varepsilon_0 \Phi_{m-o} \Phi_{zn-o} F \cdot \left[\left(\frac{273 + t_{cm}}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_0}{100} \right)^4 \right]. \quad (1.20)$$

Приведені вище висновки автора [46], можна поставити під сумнів, оскільки дослідження авторів [52] показали, що при дослідженні середнього теплообміну радіаторів в умовах вільної конвекції в межах зміни середньої температури радіатора від 50°C до 90°C, величина сумарних теплових втрат складає (6-9)% підведеної потужності, а тепловий потік, відведений від поверхні випромінюванням, не перевищував (3-5)% сумарної потужності, яка розсіювалась.

В роботі [53] викладені результати експериментальних досліджень коефіцієнтів теплообміну круглих труб з стрічковим накатаним оребренням в умовах вільної конвекції. Дослідження виконані при широкому варіюванні геометричних характеристик труб: висота ребер 15, 20, 25, 30, 40 (мм); міжреберний зазор 3, 5, 7, 9, 11, 14 (мм); діаметр труби 28 і 40 (мм); товщина ребер становила 1 мм.

Результати досліджень узагальнені рівнянням виду $Nu_d = C \cdot (Gr \cdot Pr)^m$. Числа Грасгофа змінювалися в діапазоні $Gr_d = 3 \cdot 10^4 \dots 10^5$. Теплофізичні параметри повітря розраховувалися за температурою примежового шару. Отримані коефіцієнти C та m , які залежать від висоти ребер h , міжреберного зазору u та діаметра основної труби d .

Приведені вище розрахункові залежності щодо визначення коефіцієнтів теплообміну оребрених труб круглого поперечного перерізу та комбонувань з них і які працюють в умовах вільної конвекції, можуть бути використані при розрахунках складних теплообмінних споруд призначених для охолодження води та конденсації пари атмосферним повітрям.

1.6 Огляд досліджень теплообміну в умовах природної тяги

Автори [7] запропонували методику розрахунку експериментального визначення коефіцієнта тепловіддачі при вільній конвекції повітря шахових пучків з біметалічних ребристих труб в АПО та виконали дослідження [8-10] для отримання рівнянь подібності, в яких враховуються геометричні розміри труб і ребер, компоновальні параметри пучка, а також конструктивні відмінності з'єднання теплообмінних секцій (пучків) з дифузореом або конфузореом. Дана методика розрахунку враховує тепловий потік випромінюванням від пучка оребрених труб і спосіб визначення ступеня чорноти алюмінієвої поверхні оребрення.

Сухоцький А.Б. та Маршалова Г.С. [54] проводили дослідження теплообміну та аеродинамічного опору пучків біметалевих оребрених труб в умовах природної тяги та виконували дослідження структури та характеристик гравітаційного потоку нагрітого повітря у витяжній шахті над теплообмінним пучком. За результатами даних досліджень аторами [54] отримані співвідношення для розрахунку теплообміну та аеродинамічного опору пучків біметалевих оребрених труб та показано, що рух гейзерної течії знижує інтенсивність теплообміну дво- та чотирьохрядних пучків на 20-50%.

Мільман О.О. та Альошин Б.А. [55] виконали дослідження теплообміну в моделі повітряно-конденсаційної установки (ПКУ) з витяжною шахтою при природній конвекції в умовах природної тяги охолоджуючого повітря в ребристому трубному пучку. Як зазначають автори[55], при верхньому розміщенні вентилятора над поверхнею оребрення ПКУ розміщується кожух, що виконує роль витяжної шахти при зупинці вентиляторів. Такі зупинки необхідні для ремонту і профілактики, а також для зменшення теплов'язу з частини поверхні теплообміну через низькі температури охолоджуючого повітря. Якщо при зупинці вентилятора не вжити заходів щодо припинення подачі пари на вимкнуту секцію (наприклад, не прикрити жалюзі), то ця секція переходить в режим природної тяги.

В результаті авторами [55] була отримана залежність 1.21 середньої тепловіддачі при природній циркуляції повітря в ребристих трубних пучках при різній висоті витяжної шахти і кількості рядів ореблених труб z . За визначальну температуру була прийнята температура повітря на вході в трубний пучок, визначальним розміром служив еквівалентний гідравлічний діаметр проходу повітря через ребристий трубний пучок d_a .

$$Nu = 0,41 \cdot 10^{-3} \cdot Ra^{0,5} \cdot \left(\frac{h_{gm}}{d_a} \right)^{0,67} \cdot z^{0,26} \quad (1.21)$$

Можливість дослідження сухих градирень з природною тягою (СГПТ) у лабораторних умовах підтверджують К. Tanimizu та К. Nooman. У роботі [56] автори приводять результати лабораторних та чисельних досліджень макету СГПТ. Експерименти проводилися в лабораторних СГПТ і порівнювалися з тривимірним чисельним моделюванням течії всередині і зовні теплообмінників, які моделювалися як пористе середовище.

Для розуміння структури течії потоку в охолоджувальній вежі авторами був проведений чисельний аналіз за допомогою додатку CFD моделювання ANSYS FLUENT. Розрахункова область, що використовувалася при моделюванні показана на рис. 1.10

Атмосферні умови, оточуючі градирню були прийняті рівномірними з постійними температурою повітря і тиском, повітря вважалось сухим і нестисливим. Променисте перенесення теплоти приймалось незначним. Всього використано близько 900 000 гібридних неструктурованих елементів. Була використана k-ε модель турбулентності, критерій збіжності у всіх процесах моделювання задавався рівним 10^{-5} .

Пориста зона (теплообмінник) при основі формував або горизонтальний або вертикальний шар, що оточує основу вежі з незмінною постійною кількістю підведеної теплоти в 1 кВт. Температура повітря в кімнаті приймалася рівною 300K, тиск - 101,325 Па.

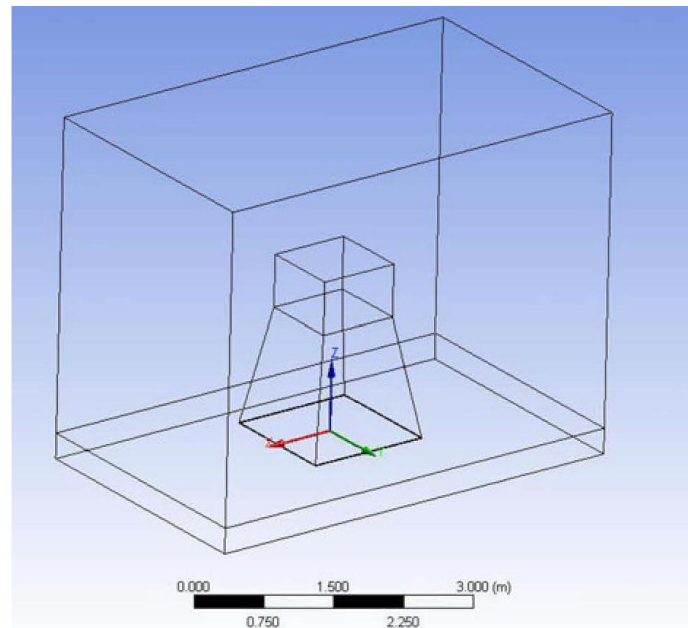
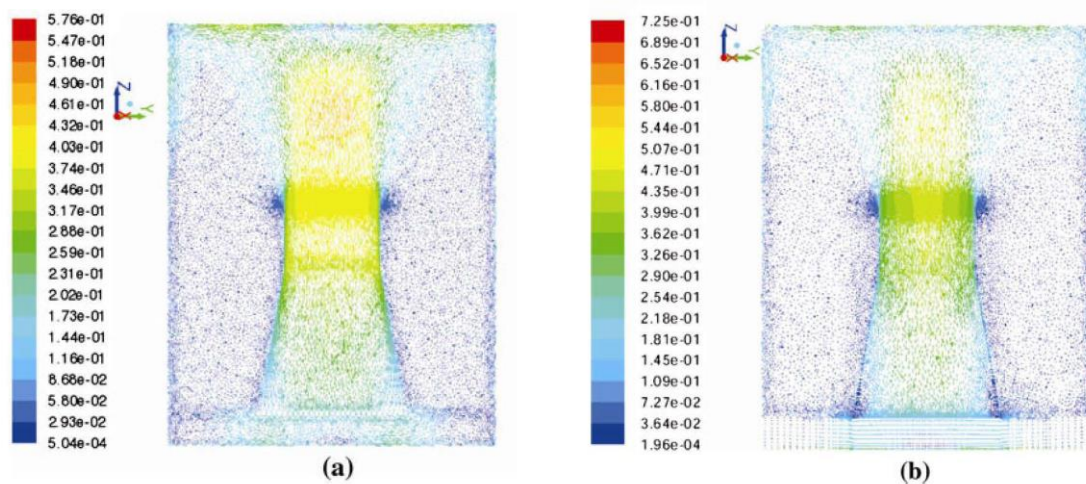


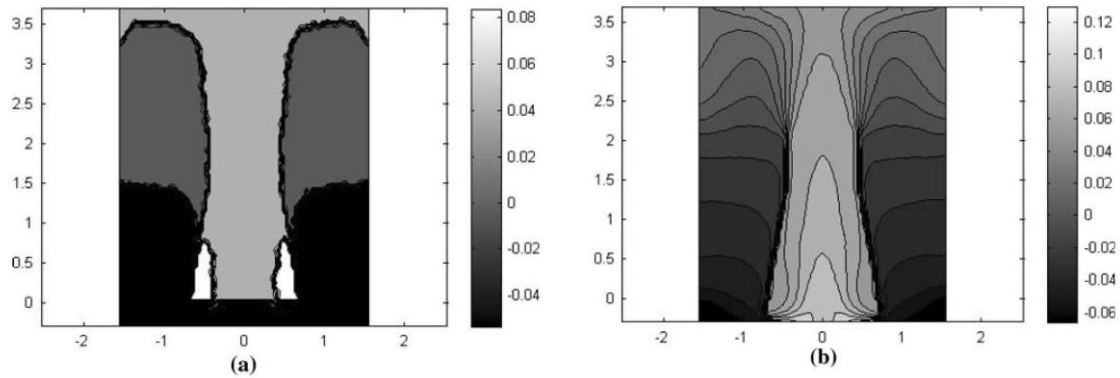
Рисунок 1.10 Розрахункова область для моделювання лабораторної моделі[56]

За результатами чисельного моделювання авторами були отримані розподіли температур і векторів швидкості, розподіли яких на центральній площині перерізу башти показані на рис. 1.11-1.12



а) – горизонтальне розташування теплообмінника; б) – вертикальне розташування теплообмінника

Рисунок 1.11 - Розподіл векторів швидкостей на центральній площині [56]



a) – горизонтальне розташування теплообмінника;

b) – вертикальне розташування теплообмінника

Рисунок 1.12 - Розподіл безрозмірних температур
на центральній площині [56]

Для верифікації теоретичної і чисельної моделей авторами [56] був сконструйований експериментальний стенд для вимірювання вихідних швидкостей потоку в лабораторній башті. На рис 1.13 показана охолоджуюча башта і нагрівальний елемент, які використовувалися в експерименті. Охолоджуюча башта складалася з модуля вежі, виконаного з полікарбонату, опори вежі і нагрівального елементу. Через складності у виготовленні, охолоджувальна вежа була виконана в формі квадратної піраміди. Чотири мідних нагрівальні елементи, діаметром 10 мм, були розташовані горизонтально і паралельно основі.



Рисунок 1.13 – Експериментальний стенд [56]

За результатами порівнянь числового та фізичного експериментів авторами [56] зроблений висновок про те, що чисельне моделювання пористого середовища є достатнім для прогнозування течії всередині і зовні теплообмінного пучка у подальших дослідженнях.

1.7 Висновки та постановка задач роботи

Пошук оптимальної поверхні теплообміну для її використання в теплообмінних апаратах, що працюють в умовах вільної конвекції та природної тяги є дуже важливою задачею, оскільки зменшення аеродинамічного опору теплообмінної поверхні, а також її габаритів призведе до великого зниження капітальних витрат на виготовлення таких теплообмінних апаратів. У якості нової поверхні теплообміну пропонується використати плоскоовальні труби з неповним оребренням, представлені на рис. 1.14.

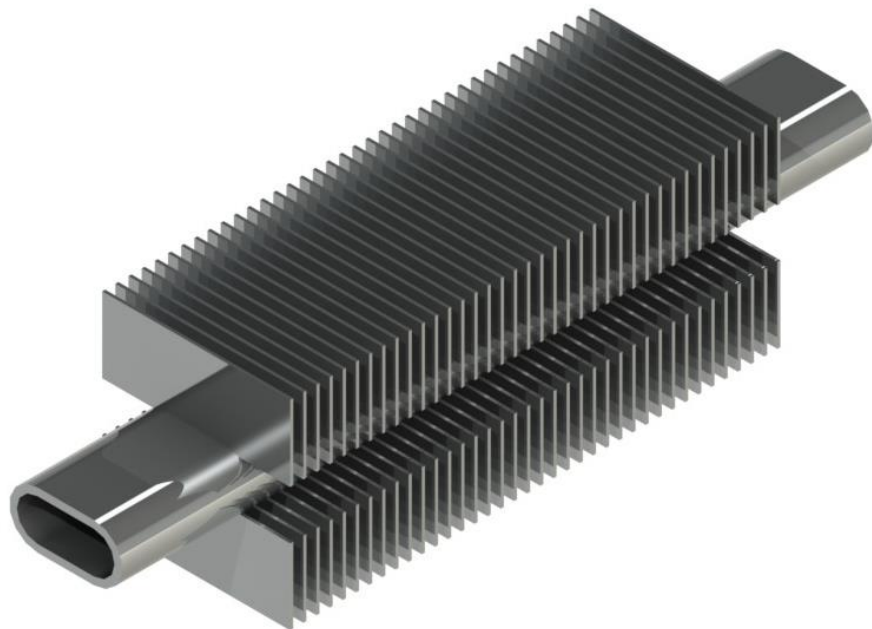


Рисунок 1.14 – Плоскоовальна труба з неповним оребренням.

Дослідження аеродинаміки та теплообміну таких труб в умовах вимушеної конвекції показують доцільність подальших досліджень таких труб в умовах природної тяги. В доступній літературі не приведено даних щодо дослідження тепловіддачі плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах природної конвекції та природної тяги.

Виконаний аналіз існуючої інформації також свідчить, що дослідження характеристик процесів переносу і імпульсу в теплообмінних поверхнях з плоскоовальних труб з неповним оребрением, які працюють в умовах природної конвекції та природної тяги та визначення характеристик теплообміну в пакетах таких труб є актуальним і перспективним. Аналіз існуючих публікацій свідчить, що при практично однаковому тепловому потоці порівняно з традиційними круглоребристими трубами, які працюють в умовах вимушеної конвекції, плоскоовальні труби з неповним оребрением мають на (30-50)% менший аеродинамічний опір, а також мають ідеальний термічний контакт між трубою і ребром, який є незмінним протягом усього періоду експлуатації теплообмінного пристрою.

Для вирішення поставленого завдання в роботі будуть вирішені наступні задачі:

1. Провести експериментальне дослідження зовнішнього теплообміну поодинокі плоскоовальної труби з неповним оребрением в умовах вільної конвекції;
2. Дослідити вплив геометричних параметрів оребрения на інтенсивність зовнішнього теплообміну поодинокі плоскоовальної труби з неповним оребрением в умовах вільної конвекції за допомогою CFD-моделювання;
3. Провести експериментальне дослідження зовнішнього теплообміну пакетів плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах вільної конвекції та природної тяги;
4. Дослідити вплив режимних та крокових характеристик на інтенсивність зовнішнього теплообміну і аеродинамічний опір шахових

пакетів плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах природної тяги;

5. Виконати оцінку та порівняння масогабаритних, теплоаеродинамічних та економічних показників апарату повітряного охолодження, працюючого в умовах вільної тяги, виконаного на базі різних типів оребrenних труб;

6. На основі проведених досліджень розробити методику конструкторського розрахунку теплообмінних апаратів на базі пакетів плоскоовальних труб з неповним оребрением, що працюють в умовах природної тяги.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕПЛОАЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАКЕТІВ ОРЕБРЕНИХ ТРУБ ЗРУЧНООБТІЧНОЇ ФОРМИ ПРИ МАЛИХ ШВИДКОСТЯХ ПОТОКУ ТА В УМОВАХ ВІЛЬНОЇ КОНВЕКЦІЇ І ПРИРОДНОЇ ТЯГИ

2.1 Експериментальна установка для досліджень при малих швидкостях потоку

Дослідження конвективного теплообміну і аеродинамічного опору пакетів орєбраних труб зручнообтічної форми (рис. 2.1) при малих швидкостях потоку (0,5-3 м/с), які відповідають умовам природної тяги в сухих системах охолодження, проводилися на дослідній установці, що представляє собою аеродинамічну трубу розімкненого типу з прямокутним перерізом розмірами 72х414 мм (рис. 2.2).

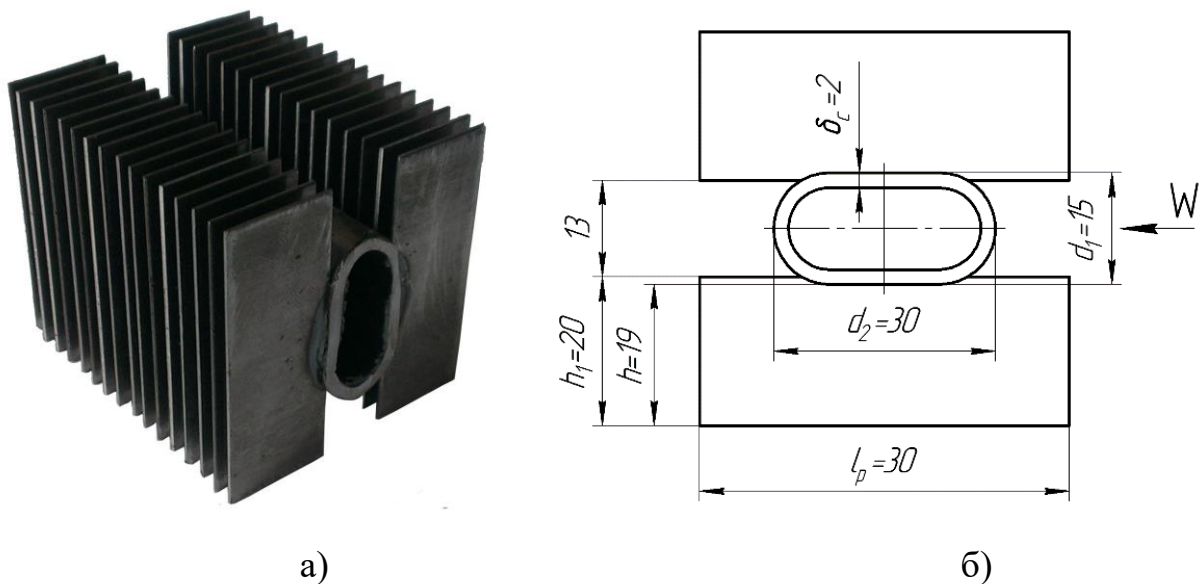
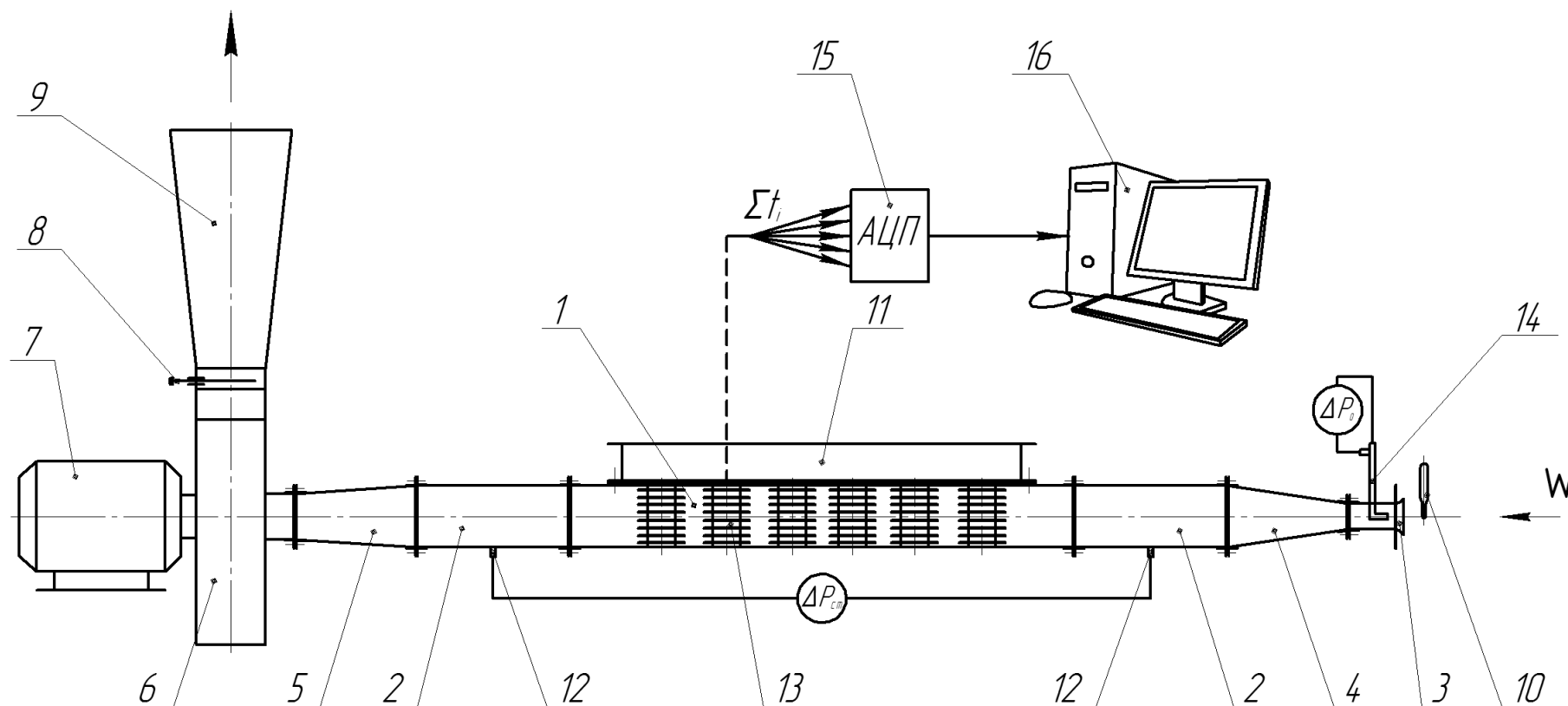


Рисунок 2.1 – Експериментальний макет орєбреної труби (а) та її
геометричні характеристики (б)

Проточна частина дослідного стенду складається з робочої ділянки (1) з плавнпрофільованими вставками і двох заспокоюючих ділянок (2)

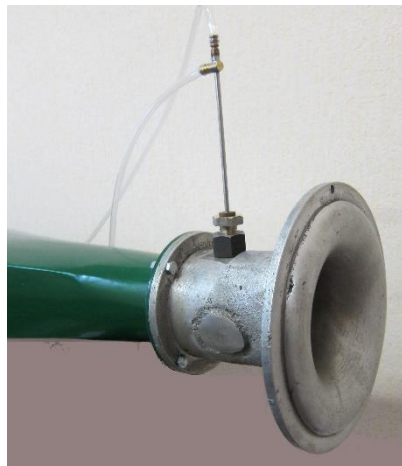


1 – робоча ділянка; 2 – заспокоююча ділянка; 3 – вхідне сопло; 4 – вхідний перехідний дифузор; 5 – вихідний перехідний дифузор; робоча ділянка; 6 вентилятор; 7– асинхронний електродвигун; 8 – шибєр; 9 – вихідний розтруб;
 10 – ртутний термометр; 11 – притискуюча рама; 12 – штуцер; 13 – оребрена труба; 14 – трубка Піто-Прандтля;
 15 – аналого-цифровий перетворювач; 16 – персональний комп'ютер. ΔP_0 – мікроманометр для виміру динамічного напору у вхідному соплі; ΔP_{cm} – мікроманометр для виміру перепаду статичних тисків до і після ділянки.

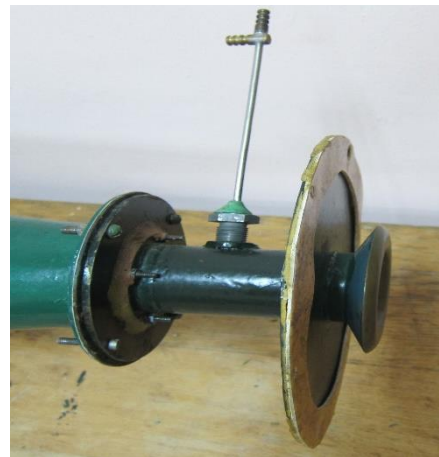
Рисунок 2.2 – Схема експериментальної установки

довжиною 950 мм, які призначені для формування полів швидкостей і вирівнювання статичного тиску. Для забезпечення швидкостей в робочій ділянці менше 3 м/с, використовувались змінні входні сопла (рис. 2.2) діаметром 75 і 42 мм (3) (рис.2.3).

Через перехідний дифузор (4) проточна частина з'єднується з входним соплом (3) з внутрішнім діаметром 42 мм, (або соплом діаметром 75 мм) спрофільованим по лемніскаці. Через перехідний конфузор (5) проточна частина приєднується до усмоктувального вентилятору (6) типу 19ЦС-48 продуктивністю 0,53 м³/с і напором до 4,7 кПа.



а)



б)

а) – діаметр 75 мм; б) – діаметр 42 мм

Рисунок 2.3 – Витратомірні входні сопла

Відцентровий вентилятор приводиться в рух асинхронним двигуном (7) типу АОМ42-2 потужністю 4,5 кВт. Витрата повітря через вентилятор плавно регулюється за допомогою шибера (8) з гвинтовим приводом. Для викиду повітря з вентилятора та зменшення шуму передбачений розтруб (9). Робоча ділянка (1) дослідної установки (рис. 2.2) представляє собою канал довжиною 950 мм. Для того, щоб забезпечити встановлення в робочій ділянці пакетів з різними поперечними кроками, використовувалися плавно профільовані вставки різної ширини.

У стінки прямого каналу на відстані 0,7 м від заднього фланця, а перед пакетом труб на відстані 0,3 м від переднього фланця робочої ділянки впаяні штуцера (12) діаметром 1,5 мм для відбору статичного тиску.

Фотографія вище описаного стенда приведена на рис. 2.4.



Рисунок 2.4 – Фото діючого експериментального стенду

2.1.1 Вимірювальні прилади і система електроживлення

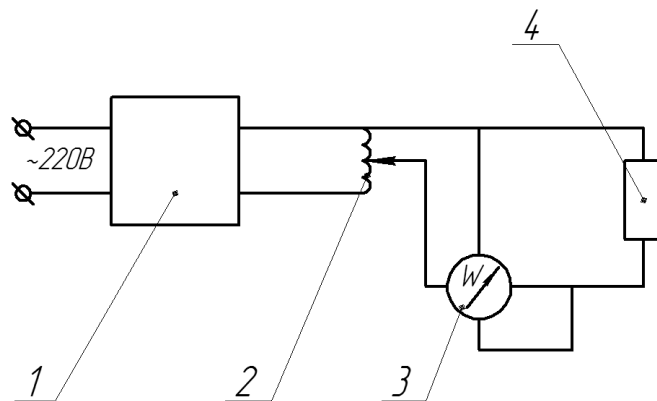
До складу експериментальної установки включені такі вимірювальні прилади:

- трубка Піто-Прандтля разом із мікроманометром типу ММН-240(5) класом точності 1,0 використовувалася для визначення швидкісного напору (мікроманометром цього типу визначався і перепад статичного тиску пакетів при дослідженні аеродинамічного опору);
- для визначення тиску навколишнього середовища застосовувався барометр-анероїд типу БАММ класом точності 1,0;
- для виміру потужності, що розсіювалася нагрівачем труби-калориметра, застосовувався ватметр типу Д529 класом точності 0,5;

- температура повітря на вході в аеродинамічну трубу вимірювалася ртутним термометром з ціною поділки $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$;

- температурне поле труби визначалось за допомогою мідь-константанових термопар (діаметр дроту $0,1\text{ мм}$). Сигнали від термопар надсилались в аналогово-цифровий перетворювач І7018, підключений до переносного комп'ютера, та автоматично записувались і виводилися на монітор комп'ютера.

Джерелом струму нагрівача труби-калориметра служив автотрансформатор типу РНШ, приєднаний до електричної мережі змінного струму через стабілізатор С - 0.9 (рис.2.5)



1 – стабілізатор напруги; 2 – ЛАТР; 3 – ватметр; 4 - нагрівач

Рисунок 2.5 – Схема електроживлення нагрівача труби-калориметра

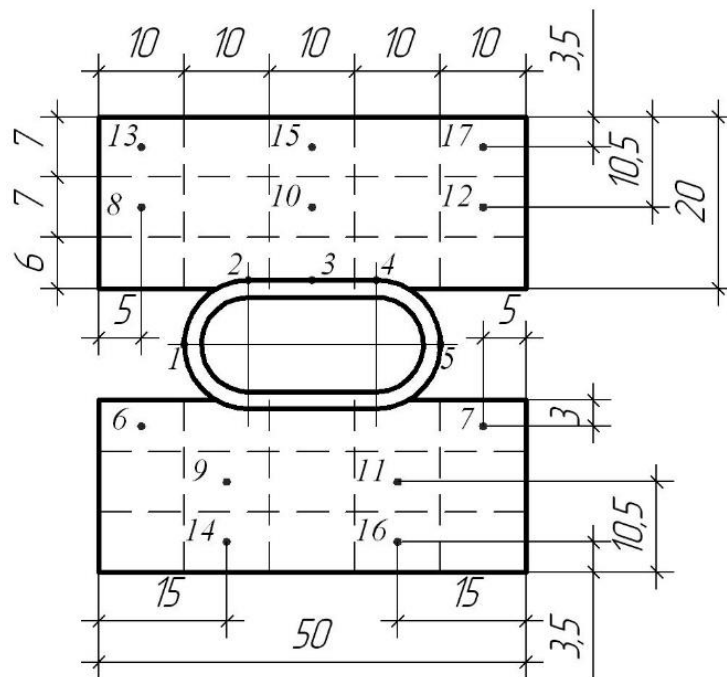
2.1.2 Конструкція і характеристики досліджуваних труб

Плоскоовальні труби з неповним оребренням виготовлялися за допомогою контактного приварювання плоских сталевих ребер до плоских прямих поверхонь профільованих плоскоовальних труб. Такий спосіб виготовлення забезпечив надійний термічний контакт між ребрами й несучою трубою. Всі труби виготовлені із сталі 08кп висотою 71 мм .

В дослідженнях використовувалася труба з поперечним та поздовжнім розміром $d_1 = 15\text{ мм}$, $d_2 = 30\text{ мм}$ відповідно. Оребрена профільована труба

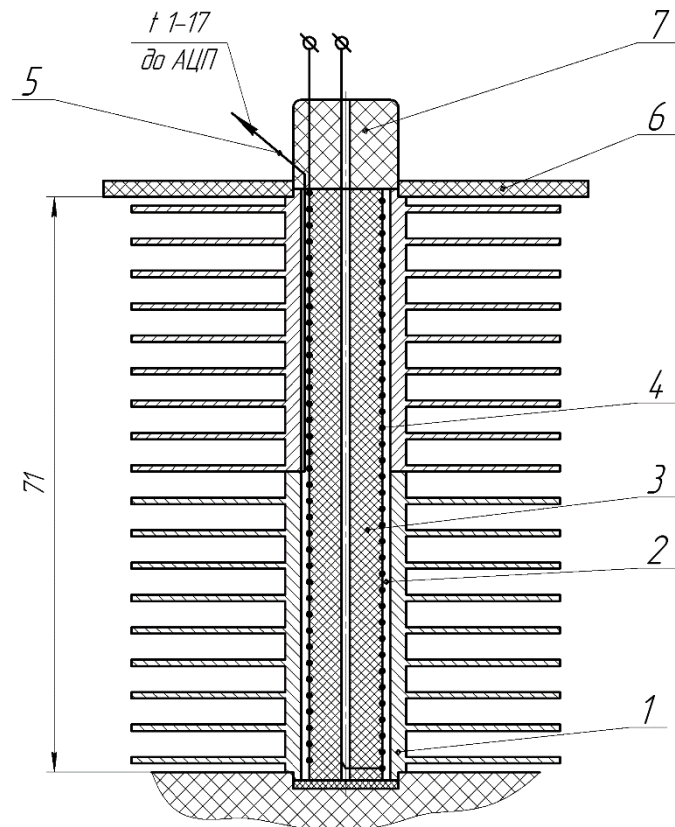
мала наступні геометричні характеристики ребер: висота $h = 20,0$ мм; довжина $l = 50,0$ мм; товщина ребер $\delta = 0,8$ мм; крок між ребрами $t = 4,0$ мм; коефіцієнт оребрення $\psi = 14,242$. Зовнішня площа поверхні одного погонного метра труби становить $H_{l_{nm}} = 1,1$ м²/м. Висота ребра вибрана згідно рекомендацій [57, 58] щодо оптимальної висоти ребра зі сталі 08кп.

Для вимірювання температурного поля ребра і стінки труби використовувалася труба-калориметр, що складалася з двох частин, які щільно з'єднувалися між собою за допомогою спеціального клею. У стінку несучої труби і в канали на ребрі верхньої половини труби-калориметра зачеканювалися сімнадцять мідь-константанових термопар. Дроти термопар виводилися до торця несучої труби і під'єднувалися до штекерного роз'єму. Схема розташування термопар на ребрі несучої труби показана на рис. 2.6. Схема труби-калориметра наведена на рис. 2.7



1 – 17 – номери термопар.

Рисунок 2.6 – Розташування термопар на ребрі оребреної труби зручнообтічної форми



- 1 - ребриста труба; 2 - корундова засипка; 3 - осердя нагрівача;
 4 - нагрівач; 5 - термопари; 6 - трубна дошка;
 7 - торцевий нагрівач;

Рисунок 2.7 – Конструкція труби-калориметра для дослідження теплообміну в пучках труб зручнообтічної форми

Всередині труби-калориметра (рис. 2.7) розташовувався електронагрівач. Він являв собою плоскоовальний керамічний стрижень, на який з певним кроком щільно намотувався ніхромовий дріт діаметром 0,35 мм і мав електричний опір 50 Ом, що дозволяло розсіювати потужність до (200-250) Вт. В зазор між нагрівачем та трубою засипався порошок дрібно дисперсного корунду і щільно трамбувався вібратором. У верхній трубній дошці зроблений отвір діаметром 60 мм, в який встановлювався калориметр. В нижній трубній дошці зроблений круглий отвір діаметром 24 мм для фіксації нижнього торця труби, на який приклеєна теплоізолююча прокладка та фіксуюча шайба діаметром 24 мм і товщиною 2,5 мм. Така конструкція

дозволяла легко та надійно триматися калориметру між трубними дошками робочої ділянки аеродинамічної труби.

Досліджувані труби розташовувалися в робочій ділянці експериментальної установки з шаховим компонуванням, згідно крокових характеристик, які приведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Геометричні характеристики пучків оребраних труб

Номер розміщ.	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1/d_1	S_2/d_1	S_1/S_2
1	60,0	100,0	4,00	6,67	0,600
2	60,0	67,0	4,00	4,47	0,895
3	64,5	60,0	4,30	4,00	1,075
4	101,3	80,0	6,75	5,33	1,266
5	86,0	60,0	5,73	4,00	1,433
6	111,3	60,0	7,42	4,00	1,855

2.1.3 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних з теплообміну пакетів труб

Досліди виконувалися лише при нагріванні потоку з наступних причин: по-перше, через набагато простішу їх реалізацію; по-друге, через незалежність від напрямку теплового потоку при таких режимних умовах [59, 60] величини коефіцієнта тепловіддачі.

В експериментальних дослідженнях теплообміну шахових пакетів труб використовувався метод локального моделювання який реалізується шляхом обігрівання тільки однієї труби, всі інші труби не обігріваються. При локальному моделюванні процесу експериментальні установки значно спрощуються, підвищується точність температурних вимірювань і визначення коефіцієнтів тепловіддачі, що важливо при виборі оптимальних геометричних параметрів поверхні нагріву або порівняння різних способів

інтенсифікації тепловіддачі [61]. Вибір такого метода ґрунтується на порівняльному аналізі результатів досліджень теплообміну оребренних пучків труб, проведених авторами [59 - 63], які свідчать, що при $S_2/d > 2$ відмінність між методом повного і локального моделювання практично нівелюється.

У процесі проведення експериментів на аеродинамічній трубі розімкнутого типу визначалися конвективні α_κ і приведені α_{np} коефіцієнти тепловіддачі за формулами (2.1, 2.2) безпосередньо за результатами виміру температурного поля ребра і стінки труби біля кореня ребра (рис. 2.6). Конвективні і приведені коефіцієнти тепловіддачі визначалися в 5-ому поперечному ряді пучків труб.

$$\alpha_{np} = \frac{Q}{H_\kappa (\bar{T}_{ct} - \bar{T}_n)}, \quad (2.1)$$

де H_κ – площа поверхні калориметра.

$$\alpha_\kappa = \frac{Q}{H_\kappa (\bar{T}_{cp} - \bar{T}_n)}, \quad (2.2)$$

Коефіцієнт дійсної ефективності ребра E_δ розраховувався з формули (2.3) за відомим співвідношенням для прямого прямокутного ребра [64]:

$$\alpha_{np} = \alpha_\kappa \cdot \left(\frac{H_p}{H_\kappa} \cdot E_\delta + \frac{H'_{zl}}{H_\kappa} \right), \quad (2.3)$$

$$H_\kappa = H_p + H'_{zl}. \quad (2.4)$$

Повна поверхня плоскоовальної труби з неповним оребренням на довжині 1 м розраховується за геометричними розмірами оребреної труби

(рис. 2.8) наступним чином:

- довжина лінії контакту:

$$l_k = d_1 \cdot \arccos\left(1 - \frac{h_{yc}}{d_1/2}\right) + (d_2 - d_1), \text{ мм}; \quad (2.5)$$

- поверхня труби без ребер:

$$H_{zl} = \pi \cdot d_1 \cdot 1000 + 2 \cdot (d_2 - d_1) \cdot 1000, \text{ мм}^2/\text{м}; \quad (2.6)$$

- поверхня гладкої труби не зайнята ребрами:

$$H'_{zl} = H_{zl} - 2 \cdot \frac{1000}{t} \cdot \delta_p \cdot l_k, \text{ мм}^2/\text{м}; \quad (2.7)$$

- повна поверхня ребер:

$$H_p = \frac{1000 \cdot 2}{t} \cdot \left[\begin{aligned} &2 \cdot h_p \cdot l_p + 2 \cdot \delta_p \cdot (h_p + l_p) - \\ &2 \cdot \left[\begin{aligned} &h_{yc} \cdot (d_2 - d_1) + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{d_1}{2}\right)^2 \cdot \\ &\cdot \left\{ 2 \cdot \arccos\left(1 - \frac{h_{yc}}{d_1/2}\right) - \sin\left[2 \cdot \arccos\left(1 - \frac{h_{yc}}{d_1/2}\right)\right] \right\} \right] \\ &+ \delta_p \cdot \left[(d_2 - d_1) + d_1 \cdot \sin\left[\arccos\left(1 - \frac{h_{yc}}{d_1/2}\right)\right] \right] \end{aligned} \right] \end{aligned} \right] + \dots, \text{ мм}^2/\text{м}; \quad (2.8)$$

- коефіцієнт оребрення ψ , який представляє собою відношення площі повної оребреної поверхні до площі поверхні гладкої плоскоовальної труби без ребер:

$$\psi = \frac{H_{нов}}{H_{эл}}; \quad (2.9)$$

- повна поверхня одного погонного метра плоскоовальної труби з неповним оребренням:

$$H_{лм} = H_p + H'_{эл} \quad (2.10)$$

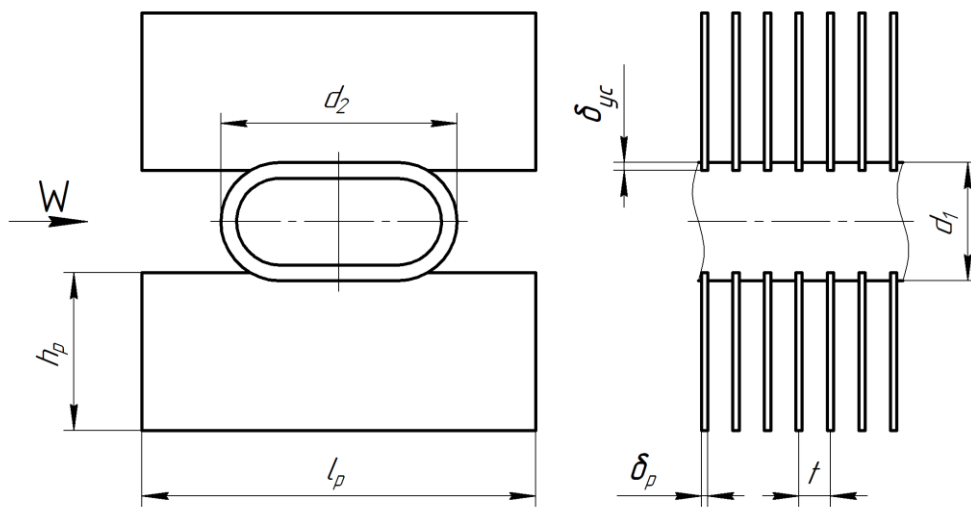


Рисунок 2.8 – Геометричні характеристики плоскоовальних труб з неповним оребренням

\bar{T}_{cm} – середня температура овальної труби у кореня ребра труби-калориметра, визначалася за формулою:

$$\bar{T}_{cm} = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5}{5}, \quad (2.11)$$

\bar{T}_{cp} – середньо поверхнева температура труби-калориметра визначається за допомогою співвідношення:

$$\bar{T}_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i H_i}{H_i}, \quad (2.12)$$

де: T_i – температура поверхні на ділянці встановлення i -ої термопари, H_i – площа ділянки поверхні, яка прилягає до i -ої термопари (величини H_i визначалися відповідно до рис. 2.6 з урахуванням площин які прилягають до торців ребер та міжреберних ділянок несучої труби).

\bar{T}_n – середня температура потоку повітря в досліджуваному ряді, яка визначалася балансовим методом з виразу:

$$\bar{T}_n = T_{ex} + \frac{\sum Q + 0.5 \cdot Q_j}{G \cdot c_p}, \quad (2.13)$$

де T_{ex} - температура повітря на вході в аеродинамічну трубу;

Q_j – тепловиділення ряду, у якому велися вимірювання;

$\sum Q$ – сумарне тепловиділення рядів, розташованих до j -того ряду по потоку (при локальному тепловому моделюванні $\sum Q = 0$);

G – витрата повітря;

c_p – питома теплоємність повітря ($c_p = 1005$ кДж/(кг·К)).

Швидкість повітря в перерізі вхідного сопла, де розташовувалася пневмометрична трубка, визначалася за формулою:

$$W_c = \zeta \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_\partial}{\rho}}, \quad (2.14)$$

де ΔP_∂ - вимірюваний мікроманометром динамічний напір;

ρ - густина повітря при температурі на вході в аеродинамічну трубу;

ζ - поправочний коефіцієнт пневмометричної трубки.

За характерну швидкість приймалася швидкість у вузькому перерізі

пучка, яка визначалася за співвідношенням:

$$W = W_c \cdot k_u \cdot \left(\frac{\bar{t}_n + 273}{\bar{t}_{ex} + 273} \right). \quad (2.15)$$

Площа поперечного „живого” перерізу пучка:

$$F = A \cdot B_p - z_1 \cdot \left[A \cdot d_1 + 2 \cdot \frac{A}{t} (h_p - \delta_{yc}) \cdot \delta_p \right], \quad (2.16)$$

де A – висота поперечного перетину каналу, яка складала 71 мм;

B_p – ширина поперечного перетину робочої ділянки, яка змінювалася в залежності від поперечного кроку між трубами та кількістю труб в одному поперечному ряді пучка z_1 .

За визначальний розмір у числах Нусельта і Рейнольдса приймався поперечний розмір плоскоовальної труби d_1 . Фізичні константи повітря λ , ν , що входять у вирази для чисел Nu і Re , відносилися до середньобалансової температури повітря t_n .

2.1.4 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних з аеродинамічного опору пакетів труб

Аеродинамічний опір досліджених пучків профільованих ребрених труб вивчався в умовах ізотермічної течії при температурі повітря $t_{ex} = (15 - 20)^\circ\text{C}$. Втрати тиску визначалися за різницею статичних тисків до і після пучка з урахуванням втрат на тертя та місцевих опорів у проточній частині стенда [65-67]:

$$\Delta P = \Delta P_{cm} - \left(\frac{\lambda_{mp} \cdot L_p}{d_e} \right) \cdot \frac{\rho \cdot W_T^2}{2} - \zeta_M \cdot \frac{\rho \cdot W_T^2}{2}, \quad (2.17)$$

де ΔP_{cm} - вимірюваний за допомогою мікроманометра перепад статичних тисків;

L_p - довжина ділянки між точками виміру тиску без врахування довжини пучка;

d_e - еквівалентний гідравлічний діаметр прямого каналу проточної частини труби;

W_C - швидкість повітря в не захищеному трубами каналі;

λ_{mp} - коефіцієнт опору тертя, який визначався за [65, 67];

ζ_M - коефіцієнт місцевого опору, який визначався за [65, 67]:

$$\text{при } Re_e = \frac{W_T \cdot d_e}{\nu} < 3 \cdot 10^3 \quad \lambda_{mp} = \frac{64}{Re_e} \quad (2.18)$$

$$\text{при } Re_e \geq 3 \cdot 10^3 \quad \lambda_{mp} = \frac{0,316}{Re_e^{0,25}} \quad (2.19)$$

За значеннями ΔP визначалися числа Ейлера для всього пучка в цілому:

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho \cdot W^2}, \quad (2.20)$$

і числа Ейлера, віднесені до одного поперечного ряду:

$$Eu_0 = \frac{Eu}{z_2}. \quad (2.21)$$

Результати експериментів описувалися залежностями вигляду $\lg(Eu_0) = f(\lg(Re_e))$, де числа Рейнольдса розраховувалися за діаметром d_l . Значення розрахункової швидкості потоку, що входять до виразу Eu і Re визначалися в поперечному прохідному перерізі пучка.

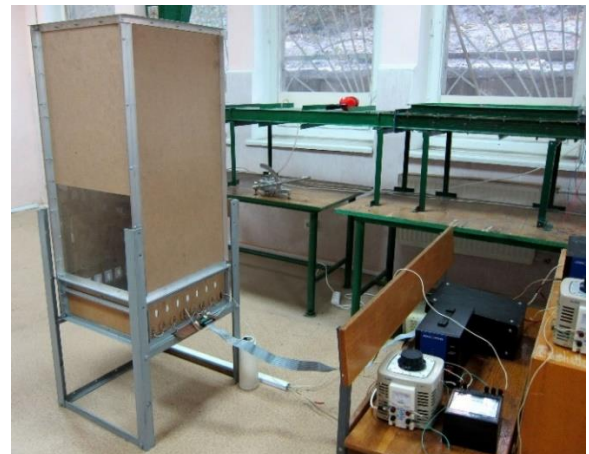
2.2 Експериментальна установка для дослідження теплоаеродинамічних характеристик пакетів зручнообтічних оребрених труб, які працюють в умовах вільної конвекції та природної тяги

У підрозділі показані стенд, методики розрахунків коефіцієнтів теплообміну для поверхонь з профільованих оребрених труб, що працюють в умовах вільної конвекції та природної тяги, вимірювальне обладнання для проведення досліджень.

Експериментальний стенд (рис. 2.12) представляє собою баштову конструкцію, що складається з теплообмінної секції прямокутного перерізу, в якій розташовувалися горизонтальні одно-, дво- рядні (шахові та коридорні) компанування оребрених труб зручнообтічної форми і витяжної башти.



а)



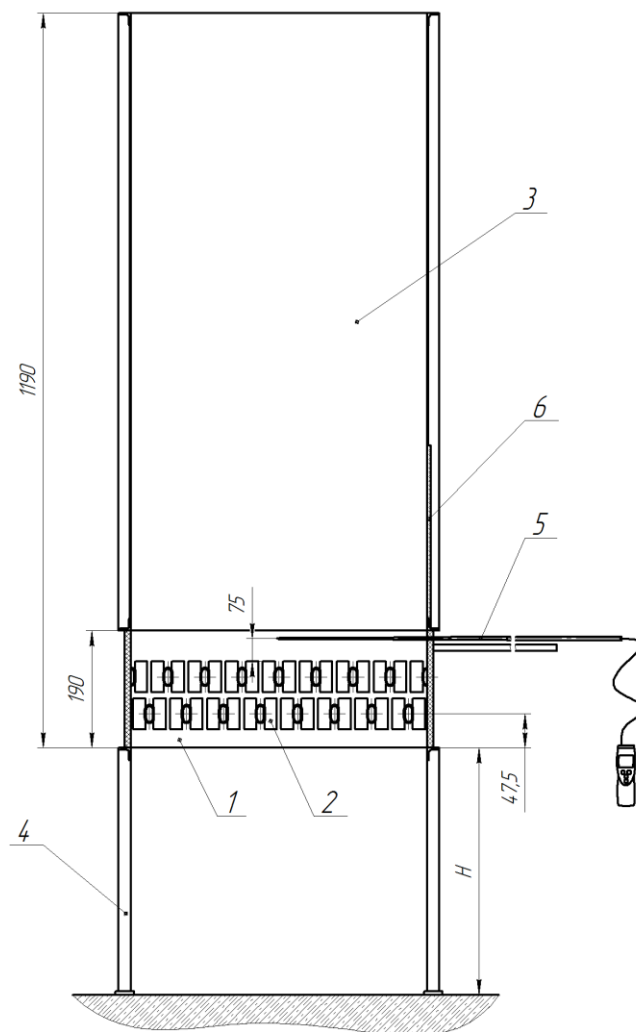
б)

а – стенд для досліджень в умовах вільної конвекції; б – стенд для досліджень в умовах природної тяги

Рисунок 2.12 – Експериментальні стенди для дослідження теплообміну в умовах вільної конвекції та природної тяги

За своєю конструкцією стенд дозволяв проводити дослідження теплообміну пакетів в умовах, як вільної конвекції (без витяжної башти, рис. 2.12, а), так і природної тяги при встановленні витяжної башти (рис. 2.12, б).

Конструкція стенду (рис. 2.13, рис. 2.14) [68] розроблялася таким чином, щоб мати можливість переміщувати теплообмінну секцію вздовж вертикальних направляючих з метою визначення впливу висоти розташування секції над рівнем підлоги на теплообмінні характеристики в умовах вільної конвекції та природної тяги.

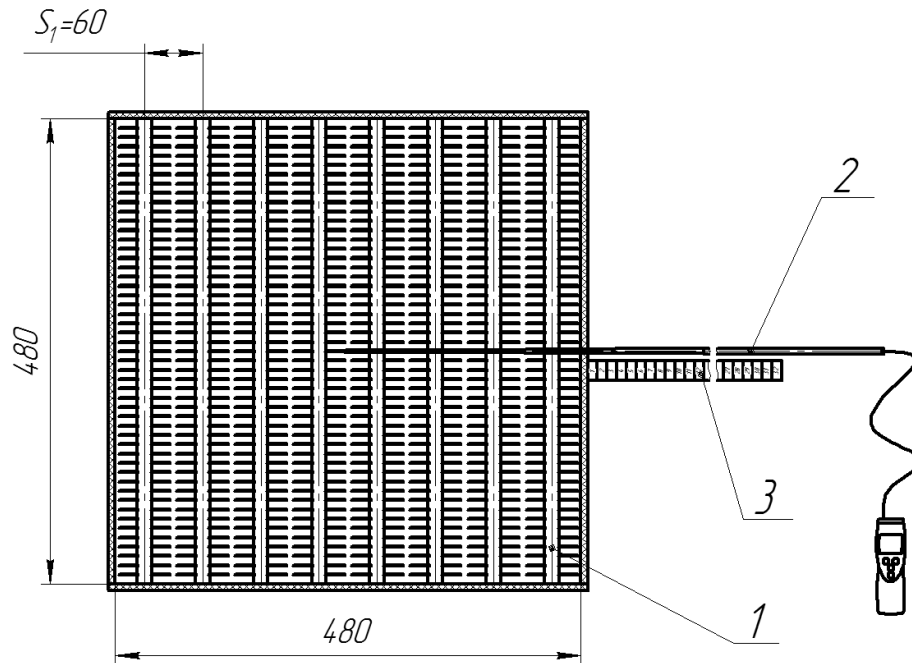


1 – теплообмінна секція; 2 – пакет профільованих оребрених труб;

3 – витяжна башта; 4 – опорні стійки;

5 – анемометр-термометр TESTO 425; 6 – вікно з оргскла

Рисунок 2.13 – Схема експериментальної установки для проведення досліджень в умовах вільної конвекції та природної тяги



1 – пакет ребристих труб; 2 - анемометр-термометр TESTO 425;

3 – координатний пристрій

Рисунок 2.14 – Горизонтальний вигляд експериментального стенда

Витяжний короб (башта) над теплообмінною секцією встановлювався для створення природної тяги через пакет труб теплообмінної секції. Витяжна башта мала вікно з оргстекла, яке дозволяло візуально стежити за положенням анемометра-термометра в теплообмінній секції.

Для проведення досліджень з вимірювання характеристик потоку повітря (середніх в часі швидкостей потоку і температур) використовувався термоанемометр, чуттєвий елемент якого за допомогою координатного пристрою мав можливість переміщуватися в площині над теплообмінною секцією.

2.2.1 Конструкція і геометричні характеристики досліджуваних труб

Експериментальні зразки плоскоовальних труб з неповним оребренням (рис. 2.15) мали тіж самі геометричні характеристики, що і при проведенні

експериментів при малих швидкостях потоку (див. пункт 2.1.2) на аеродинамічній трубі і мали довжину 486 мм.

Всередину кожної труби встановлювалися по два електронагрівача (ТЕНи) з однаковими електричними опорами. В зазор між нагрівачами та трубою засипався порошок дрібно дисперсного корунду і щільно трамбувався вібратором.

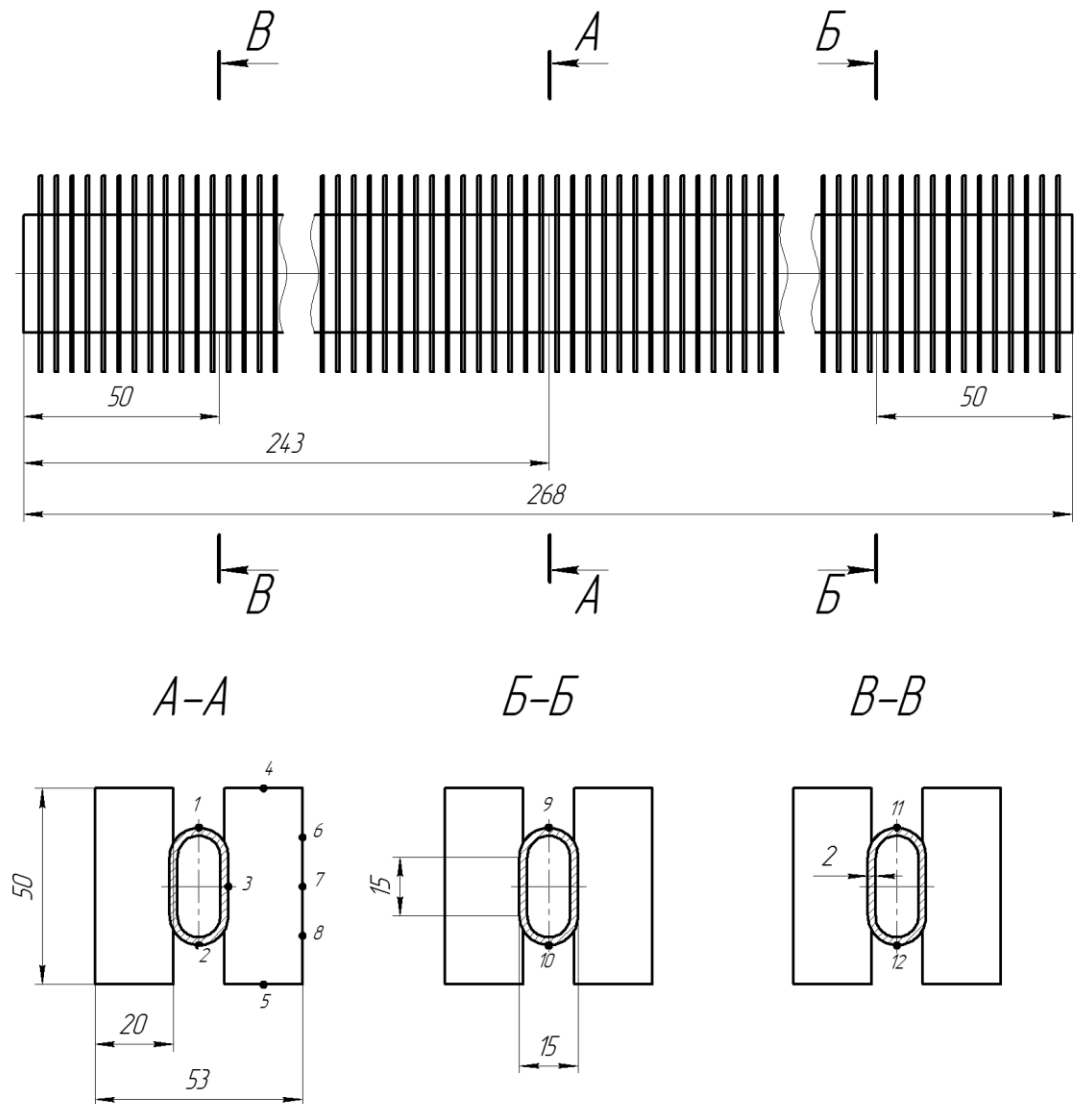


Рисунок 2.15 – Профільована оребрена труба – калориметр

Для вимірювання температурного поля ребра, стінки труби та температурного поля стінки труби по її довжині використовувалася труба-калориметр (рис.2.15). Для цього у вифрезеровані по довжині стінки труби

пази та виїмки на ребрі встановлювалися і зачеканювалися сімнадцять мідь-константанових термопар. Дроти термопар діаметром 0,1 мм виводилися до торця труби і під'єднувалися до штекерного роз'єму. Схема розташування термопар на ребрі та трубі показана на рис. 2.15.

Експерименти проводились, як з однорядним компонуванням труб, так і дворядним, шаховим чи коридорним, з однаковими поперечним S_1 та поздовжнім S_2 кроками між трубами рівними 60 мм.

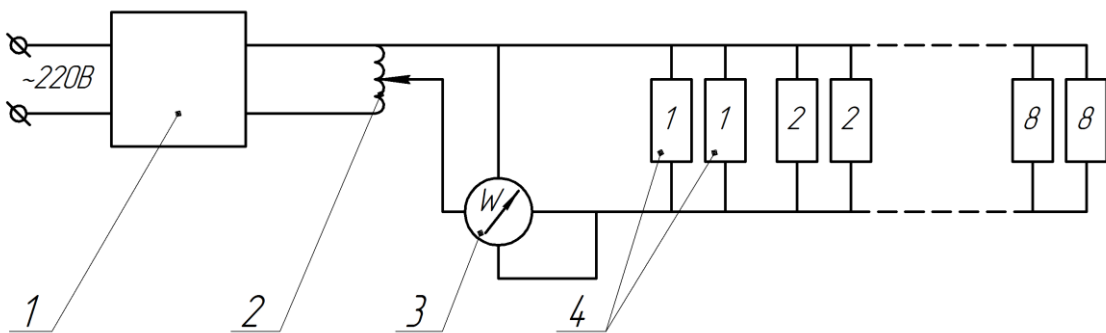
2.2.2 Вимірювальні прилади і система електроживлення теплообмінної секції при дослідженнях теплообміну в умовах вільної конвекції та природної тяги

До складу експериментальної установки включені такі вимірювальні прилади:

- для виміру потужності, що розсіювалася: нагрівачем труби-калориметра 1-го ряду, застосовувався ватметр типу Д522 класом точності 1,0; нагрівачем труби-калориметра 2-го ряду, застосовувався ватметр типу Д529 класом точності 0,5;
- для виміру потужності, що розсіювалася: нагрівачами труб 1-го ряду, застосовувався ватметр типу Д5004 класом точності 0,5; нагрівачами труб 2-го ряду, застосовувався ватметр типу Д5066 класом точності 0,5;
- температура повітря в лабораторному приміщенні вдалині від експериментального стенда вимірювалася ртутним термометром з ціною поділки 0,1 °С;
- для визначення тиску навколишнього середовища застосовувався барометр-анероїд типу БАММ класом точності 1,0;
- температурне поле труби-калориметра визначалося за допомогою мідь-константанових термопар (діаметр дроту 0,1 мм). Сигнали від термопар надсилались в аналогово-цифровий перетворювач І7018, підключений до переносного комп'ютера, та автоматично записувались і виводилися на

монітор комп'ютера.

Джерелом струму нагрівачів труб-калориметрів слугували автотрансформатори типу РНШ потужністю до 1000 Вт та LTC-2000 потужністю до 2000 Вт, які приєднувалися до електричної мережі змінного струму через стабілізатор С - 0.9 (рис.2.5). Для ребристих труб першого та другого ряду теплообмінної секції джерелом струму служили лабораторні автотрансформатори типу LTC-2000, які приєднувалися до електричної мережі змінного струму через стабілізатор напруги „Лоджикпауер” (рис.2.16).



1 – стабілізатор напруги; 2 – ЛАТР; 3 – ваттметр; 4 – нагрівачі труб

Рисунок 2.16 – Схема електроживлення нагрівачів оребрених труб

Сучасні стабілізатори „Лоджикпауер” мають широкий діапазон вхідної напруги, високу точність підтримки вихідної напруги, не вносять переключень в зовнішню мережу і надійно працюють при будь-яких змінах навантаження, мають ефективний захист від перенавантаження та короткого замикання.

Для вимірювання характеристик потоку (локальних швидкостей та температур) при проведенні досліджень в умовах природної тяги використовувався анемометр-термометр Testo 425. Чутливим елементом такого датчика є тонка вольфрамова нитка діаметром $d = 10$ мкм, що вноситься у потік за допомогою телескопічного щупу (рис.2.13, рис.2.14).

2.2.3 Методика вимірювання і обробки експериментальних даних з теплообміну пакетів труб в умовах вільної конвекції та природної тяги

В експериментальних дослідженнях теплообміну пакетів труб використовувався метод повного теплового моделювання. При повному тепловому моделюванні процесу теплообміну в пакетах труб подібність теплових умов створюється повним обігріванням всіх труб, що відповідає протіканню робочого теплового процесу в реальному теплообмінному апараті. Проте повне моделювання відрізняється великою складністю та довготривалістю проведення експериментів і потребує додаткового дорогого обладнання.

У процесі проведення експериментів визначалися середній (конвективний і променистий) α_{cp} і середній приведений (приведений конвективний і променистий) $\alpha_{cp}^{прив}$ коефіцієнти тепловіддачі за формулами (2.22, 2.23) безпосередньо за результатами виміру температурного поля ребра і стінки труби біля кореня ребра (рис. 2.15). Коефіцієнт дійсної ефективності ребра E_d розраховувався за формулою для прямого прямокутного ребра за відомим співвідношенням (2.3) [5, 69].

$$\alpha_{np}^{cp} = \frac{Q - Q_{втр}}{H_k (\bar{T}_{ст} - T_0)}, \quad (2.22)$$

де H_k – площа поверхні калориметра;

$Q_{втр}$ – втрати теплового потоку з торців калориметра розраховувалися за рекомендаціями [46]:

$$Q_{втр} = 0,023 \cdot (\Delta T_{cp})^{1,09}. \quad (2.23)$$

$$\alpha_{cp} = \frac{Q - Q_{втр}}{H_k (\bar{T}_{cp} - T_0)}, \quad (2.24)$$

$$\alpha_{np}^{cp} = \alpha_{cp} \cdot \left(\frac{H_p}{H_k} \cdot E_\partial + \frac{H'_{\partial l}}{H_k} \right). \quad (2.25)$$

За попередніми розрахунками величини променистих складових коефіцієнтів теплообміну α_{cp} та $\alpha_{cp}^{прив}$ лежать в діапазоні від 3% до 5% від сумарних коефіцієнтів теплообміну. Причина такого малого рівня променистої складової криється по-перше, у невеликих абсолютних температурах ребристої поверхні труби при дослідженнях теплообміну (45°C - 95°C), по-друге, у наявності перевипромінювання між сусідніми ребрами, яке не збільшує загальний коефіцієнт теплообміну через причини малого кроку між ребрами, а торці ребер мають дуже малу променисту площу поверхні. Тому, при обробці даних не було розділення сумарного коефіцієнта теплообміну на окремі складові - конвективну та променисту.

Повна поверхня плоскоовальної труби з неповним обрешенням на довжині 1 м розраховувалася за пунктом 2.1.3.

\bar{T}_{cm} – середня температура плоскоовальної труби у кореня ребра труби-калориметра, визначалася за формулою:

$$\bar{T}_{cm} = \frac{T_1 + T_2 + T_3}{3}, \quad (2.26)$$

\bar{T}_{cp} – середньо поверхнева температура труби-калориметра визначається за допомогою співвідношення:

$$\bar{T}_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i H_i}{H_i}, \quad (2.27)$$

де: T_i – температура поверхні на ділянці встановлення i -ої термопари, H_i – площа ділянки поверхні, яка прилягає до i -ої термопари;

T_0 – температура навколишнього середовища (повітря) далеко від поверхні теплообміну (вибиралася згідно рекомендацій [46, 70]).

Середні температурні напори:

$$\Delta T_{npив} = \bar{T}_{cm} - T_0, \quad (2.28)$$

$$\Delta T_{cp} = \bar{T}_{cp} - T_0. \quad (2.29)$$

Числа Релея визначалися за співвідношеннями:

$$\text{Gr Pr}_{cp} = \frac{\beta d_1^3 g \Delta T_{cp}}{\nu^2} \cdot \text{Pr}, \quad (2.30)$$

$$\text{Gr Pr}_{npив} = \frac{\beta d_1^3 g \Delta T_{npив}}{\nu^2} \cdot \text{Pr}. \quad (2.31)$$

Середній і приведений критерії чисел Нуссельта розраховуються за допомогою залежностей

$$\text{Nu}_{cp} = \frac{\alpha_{cp} d_1}{\lambda}, \quad (2.32)$$

$$\text{Nu}_{np} = \frac{\alpha_{np} d_1}{\lambda}. \quad (2.33)$$

За визначальний розмір у числах Нусельта і Грасгофа приймався поперечний розмір плоскоовальної труби d_1 . Фізичні константи повітря λ , ν , β , що входять у вирази для чисел Nu і Gr , відносилися до температури повітря $T_{роз}$.

Коефіцієнт ефективності ребра визначався експериментально (2.34) і за допомогою відомої залежності (2.35) [64]

$$E_{\text{експ}} = \frac{\alpha_{np}^{cp} - \alpha_{cp} H_{mp}}{\alpha_{cp} H_p}, \quad (2.34)$$

$$E_p = \frac{th(\beta h_y)}{\beta h_y}. \quad (2.35)$$

Умовна висота ребра розраховується за формулою [71]

$$h_y = \left(h_p + \frac{\delta}{2} \right) \cdot \left[1 + b \cdot (1 + 2L_K) \cdot \ln \frac{1}{L_K} \right], \quad (2.36)$$

в якій K_L – відносна довжина лінії контакту ребра з трубою.

Параметр ребра βh_y

$$\beta h_y = \sqrt{\frac{2\alpha_{cp}}{\lambda_m \delta}} \cdot h_y. \quad (2.37)$$

2.2.4 Методика вимірювання полів температур та швидкостей повітря над пакетом профільованих оребрених труб при вільній конвекції та природній тязі

Вимірювання полів температур та швидкостей повітря над пакетом труб здійснювалося на висоті 75 мм від верхнього зрізу ребер трубного пакету (рис.2.13, 2.14) поперек труб в середній частині секції за допомогою анемометра-термометра TESTO 425.

В умовах вільної конвекції після встановлення стаціонарного режиму по черзі при потужностях $Q = 50; 100$ та 150 Вт за допомогою телескопічного щупу з датчиком температури анемометра-термометра проводилися вимірювання температури повітря у 32-х точках поперек усіх труб над пакетом. Для кожної труби вимірювалася температура повітря над серединою висоти ребер з обох боків труби, над серединою самої труби та над серединою між ребрами сусідніх труб пакету (рис.2.17). Вимірювання полів швидкості повітря над пакетом при вільній конвекції (без встановлення витяжної башти) проводилися тільки при потужностях 50 Вт та 100 Вт.

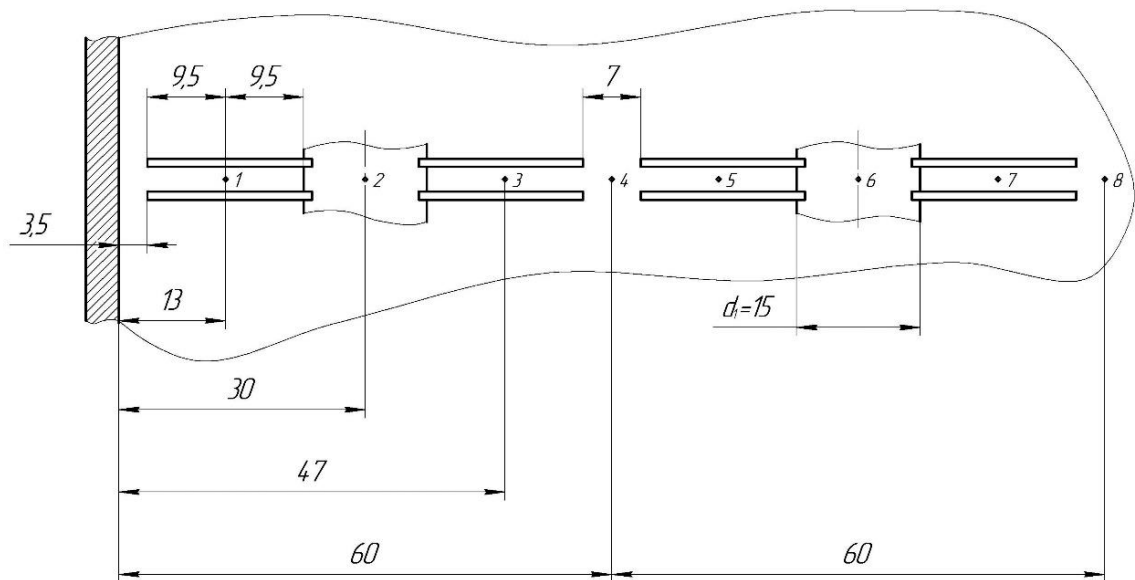


Рисунок 2.17 – Точки вимірювань температур та швидкостей над пакетом плоскоовальних труб з неповним оребренням

Для досліджень теплообміну при встановленні над секцією витяжної башти (умови природної тяги) проводилися вимірювання, як полів температур повітря над секцією, так і полів швидкості. Методика вимірювань полів температур нічим не відрізнялася від проведення таких досліджень при вільній конвекції і здійснювалась у тих самих точках вимірювань. Для полів швидкості повітря визначалися мінімальні і максимальні локальні швидкості (по причинам їх пульсацій) для кожної точки вимірювання. Після цього

величини мінімальної і максимальної швидкостей у кожній точці робочого простору обчислювалися за середнім арифметичним.

$$W_{cp} = \frac{W_{min} + W_{max}}{2}. \quad (2.38)$$

2.3 Оцінка похибки вимірювань

У даній роботі виконано оцінку похибок прямих і непрямих вимірів при експериментальному дослідженні теплообміну і аеродинамічного опору шахових пучків плоскоовальних труб з неповним оребрением при малих швидкостях омивання та при експериментальному дослідженні теплообміну та структури течії в пакетах плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах природної тяги. Оцінка даних похибок виконувалася згідно основних положень і рекомендацій [71-75].

До прямих вимірів у даному дослідженні відносяться виміри геометричних параметрів робочих ділянок та стендів, геометричних параметрів досліджуваних труб, статичних тисків і динамічних напорів, термо-е.р.с. термопар, потужності електронагрівачів, швидкостей та температур потоку.

Загальна похибка прямих вимірів складається із випадкової та систематичної. Аналіз отриманих експериментальних даних показав, що при використанні вимірювальних приладів достатньої точності і відпрацьованої методики проведення експериментів порядок систематичної і випадкової похибки при вимірі температури поверхні труби є аналогічним. Похибка інших вимірів визначалася головним чином систематичними похибками, обумовленими похибкою приладу і недосконалістю вимірювального методу. Виміри геометричних характеристик труб d_1 , d_2 , δ_c , l_p , t , h , h_1 , вхідного сопла D_c , здійснювалися штангенциркулем з ціною поділки $\pm 0,1$ мм з похибкою $\pm 0,05$ мм. Вимірювання товщини ребра δ_p та глибини усадки ребра δ_{yc}

здійснювалось за допомогою мікрометра з ціною поділки 0,01 мм з похибкою $\pm 0,005$. Геометричні розміри робочої ділянки A , B_p , вимірювались лінійкою з ціною поділки 1 мм з похибкою $\pm 0,5$ мм. Похибки прямих вимірів режимних параметрів визначалися в залежності від класу точності вимірювальних приладів і обраних меж вимірів.

Для розрахунку похибок визначення середньоповерхневого конвективного коефіцієнта тепловіддачі α і відповідного значення числа Нусельта та числа Ейлера використовувалися дані експериментів з дослідження теплообміну та аеродинамічного опору пучків плоскоовальних труб з неповним оребренням при малих швидкостях омивання потоку. Розрахунок виконувався для пучка №2 табл 2.1 та двох режимів з мінімальною (режим 1, $Re \approx 500$) і максимальною (режим 2, $Re \approx 3000$) швидкостями потоку.

Крім того виконаний розрахунок похибок визначення конвективного коефіцієнта тепловіддачі α і відповідного значення числа Нусельта плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах досліджень на стенді баштової конструкції. Розрахунок виконано для двохрядного шахового компонування та двох режимів з мінімальною (режим 1, $Ra \approx 4000$) і максимальною (режим 2, $Ra \approx 30000$) потужністю, підведеними до нагрівачів труб.

Е.р.с термопар, розташованих на поверхні труби-калориметру вимірювалася за допомогою аналогово-цифрового перетворювача (АЦП) типу ICP-DAS i-7018. Абсолютна похибка вимірювання е.р.с. e з урахуванням похибки АЦП Δ_{ICP} визначалась за допомогою виразу [72]:

$$\Delta e = \pm \sqrt{t_p^2(n) \cdot \Delta S_e^2 + \left(\frac{k_p}{3}\right)^2 \cdot \Delta_{ICP}^2}, \quad (2.39)$$

де $t_p(n)$ - коефіцієнт Стюдента, що для надійності p , прийнятій 0,95 і числа проведених вимірювань $n=15$, приймався $t_{0,95}(10)=2,26$, а коефіцієнт $k_p \equiv t_p(\infty) = t_{0,95}(\infty) = 1,96$; ΔS_e - середньоквадратична похибка серії вимірів:

$$\Delta S_e = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\Delta e_i)^2}{(n-1) \cdot n}}, \quad (2.40)$$

де Δe_i - абсолютна похибка i -го виміру;

абсолютна похибка АЦП ICP-DAS i-7018:

$$\Delta_{ICP} = \frac{D}{k_n \cdot 2^k}, \quad (2.41)$$

де $D = \pm 3mB$ - робочий діапазон, $k_n = 1$ - коефіцієнт підсилення; $k = 12bit$ - розрядність.

Вимірювання потужності, що подавалась до нагрівачів труб, статичного і динамічного тисків, температур та швидкостей потоку дублювались, похибки вимірювань проводились за співвідношеннями (2.39)-(2.40), в які замість значення похибки АЦП Δ_{ICP} підставлялось значення абсолютної похибки приладу:

$$\Delta = \frac{k \cdot x^{ep}}{100\%}, \quad (2.42)$$

де k – клас точності приладу; x_{ep} – діапазон вимірювання приладу.

Значення абсолютної похибки виміру температури термоанемометром TESTO 425 Δ_{Tt} згідно його паспортних даних складає $\Delta_{Tt} = \pm 0,5^\circ C$, а абсолютна похибка вимірювання швидкості потоку Δ_{Wt} визначалася за співвідношенням:

$$\Delta_{W_t} = \pm(0,03 + 0,05 \cdot W), \quad (2.43)$$

Похибка виміру динамічного напору крім похибки мікроманометра містить у собі похибку від використання трубки Піто-Прандтля, що при швидкостях до 70 м/с не перевищує 1%.

Результати розрахунку похибок прямих вимірювань для експериментів з дослідження теплообміну і аеродинамічного опору шахових пучків плоскоовальних труб з неповним оребрением при малих швидкостях омивання та при експериментальному дослідженні теплообміну та структури течії в пакетах плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах природної тяги наведені у табл. 2.2 та 2.3.

При цьому коефіцієнт Стюдента, α для надійності p , прийнятій 0,95 і числа проведених вимірювань $n=2$, приймався $t_{0,95}(2)=12,71$.

Коефіцієнт тепловіддачі α , швидкість потоку повітря в аеродинамічній трубці W , швидкість потоку повітря у соплі W_c , та числа подібності Re , Nu , Eu , Ra є непрямыми вимірюваними величинами, відповідно їх похибки визначаються за середньоквадратичним відхиленням обрахованих величин та визначаються за співвідношенням [75]:

$$\delta f(x_i) = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial \ln f}{\partial x_i} x_i \delta x \right)^2}, \quad (2.44)$$

де x_i – величини прямих вимірів, від яких залежить величина непрямого виміру f ; δx_i – відносні похибки вимірювання величин x_i .

Результати розрахунку похибок непрямих вимірювань для експериментів з дослідження теплообміну і аеродинамічного опору шахових пучків плоскоовальних труб з неповним оребрением при малих швидкостях омивання та при експериментальному дослідженні теплообміну та структури течії в пакетах плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах природної тяги наведені у табл. 2.4 та 2.5.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку похибок прямих вимірювань для експериментів з дослідження теплообміну і аеродинамічного опору шахових пучків плоскоовальних труб з неповним оребрением при малих швидкостях омивання

Режим	Середнє значення	Абсолютна похибка	Відносна похибка
Температура повітря на вході в аеродинамічну трубу T_n , К			
Режим 1	16,2+273,15	±0,05	±0,31%
Режим 2	16,6+273,15	±0,05	±0,31%
Середня температура труби \bar{T}_{ct} , К			
Режим 1	76,94+273,15	±0,63	±0,82%
Режим 2	55,36+273,15	±0,36	±0,66%
Середньоповерхнева температура оребреної труби \bar{T}_{cp}			
Режим 1	68,02+273,15	±0,52	±0,77%
Режим 2	39,38+273,15	±0,16	±0,41%
Динамічний напір у вхідному перетині сопла ΔP_∂ , Па			
Режим 1	1,0	±0,1	±10%
Режим 2	233,6	±2,41	±1,03%
Перепад статичних тисків ΔP_{ct} , Па			
Режим 1	0,7	±0,11	±14,29%
Режим 2	18	±0,49	±2,67%
Потужність, що розсіювалась нагрівачем труби-калориметра Q, Вт			
Режим 1	69	±0,38	±0,55%
Режим 2	160	±1,51	±0,94%

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку похибок прямих вимірювань для при експериментальному дослідженні теплообміну та структури течії в пакетах плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної тяги

Режим	Середнє значення	Абсолютна похибка	Відносна похибка
Температура повітря далеко від поверхні теплообміну T_0 , К			
Режим 1	17,0+273,15	$\pm 0,05$	$\pm 0,3\%$
Режим 2	18,6+273,15	$\pm 0,05$	$\pm 0,27\%$
Середня температура труби \bar{T}_{ct} , К			
Режим 1	33,25+273,15	$\pm 0,08$	$\pm 0,25\%$
Режим 2	90,26+273,15	$\pm 0,79$	$\pm 0,88\%$
Середньоповерхнева температура оребреної труби \bar{T}_{cp} , К			
Режим 1	32,7+273,15	$\pm 0,08$	$\pm 0,25\%$
Режим 2	88,23+273,15	$\pm 0,77$	$\pm 0,88\%$
Температура потоку над рядом труб ΔT_t , К			
Режим 1	24,0+273,15	$\pm 0,5$	$\pm 2,09\%$
Режим 2	36,5+273,15	$\pm 0,5$	$\pm 1,37\%$
Швидкість потоку над рядом труб Δw_t , м/с			
Режим 1	0,15	$\pm 0,038$	$\pm 25,0\%$
Режим 2	1,02	$\pm 0,11$	$\pm 10,89\%$
Потужність, що розсіювалась нагрівачами труб, Q, Вт			
Режим 1	25	$\pm 0,38$	$\pm 1,5\%$
Режим 2	100	$\pm 1,5$	$\pm 1,5\%$

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку похибок непрямих вимірювань для експериментів з дослідження теплообміну і аеродинамічного опору шахових пучків плоскоовальних труб з неповним оребренням при малих швидкостях омивання

Режим	Середнє значення	Абсолютна похибка	Відносна похибка
Площа поперечного “живого” перерізу пучка $F \cdot 10^6$, мм ²			
Всі режими	10 621	±181	±1,71%
Поверхня труби без ребер $H_{zl} \cdot 10^6$, мм ²			
Всі режими	77 123	±262	±0,34%
Поверхня гладкої труби, не зайнята ребрами $H'_{zl} \cdot 10^6$, мм ²			
Всі режими	67 990	±979	±1,44%
Поверхня ребер $H_p \cdot 10^6$, мм ²			
Всі режими	1 026 947	±15 712	±1,53%
Повна поверхня труби $H_{lm} \cdot 10^6$, мм ²			
Всі режими	1 094 937	±16 752	±1,53%
Коефіцієнт оребрення ψ			
Всі режими	14,2	±0,23	±1,57%
Швидкість потоку у вхідному перерізі сопла W_c , м/с			
Режим 1	4,04	±0,21	±5,00%
Режим 2	61,77	±0,33	±0,52%
Швидкість потоку у вузькому перерізі W , м/с			
Режим 1	0,53	±0,03	±5,01%
Режим 2	8,01	±0,05	±0,61%
Різниця температур $\overline{T}_{cm} - \overline{T}_n$, К			
Режим 1	55,64	±0,97	±1,73%

Режим	Середнє значення	Абсолютна похибка	Відносна похибка
Режим 2	37,99	$\pm 0,79$	$\pm 1,92\%$
Різниця температур $\overline{T}_{cp} - \overline{T}_n$, К			
Режим 1	46,72	$\pm 0,88$	$\pm 1,87\%$
Режим 2	22,01	$\pm 0,86$	$\pm 3,89\%$
Середній конвективний коефіцієнт теплообміну α_k , $Вт/(м^2 \cdot К)$			
Режим 1	19,83	$\pm 0,5$	$\pm 2,48\%$
Режим 2	97,65	$\pm 4,19$	$\pm 4,29\%$
Приведений коефіцієнт теплообміну α_{np} , $Вт/(м^2 \cdot К)$			
Режим 1	16,65	$\pm 0,4$	$\pm 2,38\%$
Режим 2	56,57	$\pm 1,49$	$\pm 2,63\%$
Коефіцієнт ефективності ребра E			
Режим 1	0,83	$\pm 0,05$	$\pm 5,19\%$
Режим 2	0,553	$\pm 0,03$	$\pm 4,56\%$
Число Рейнольдса Re			
Режим 1	520	$\pm 26,16$	$\pm 5,03\%$
Режим 2	8043	$\pm 56,31$	$\pm 0,7\%$
Число Нуссельта Nu			
Режим 1	11,49	$\pm 0,29$	$\pm 2,51\%$
Режим 2	57,16	$\pm 2,47$	$\pm 4,31\%$
Число Ейлера Eu			
Режим 1	1,912	$\pm 0,26$	$\pm 13,47\%$
Режим 2	0,359	$\pm 0,01$	$\pm 2,74\%$

Таблиця 2.5 – Результати розрахунку похибок непрямих вимірювань при експериментальному дослідженні теплообміну та структури течії в пакетах плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної тяги

Режим	Середнє значення	Абсолютна похибка	Відносна похибка
Різниця температур $\overline{T}_{cm} - \overline{T}_0$, К			
Режим 1	16,25	$\pm 0,13$	$\pm 0,8\%$
Режим 2	71,66	$\pm 0,85$	$\pm 1,18\%$
Різниця температур $\overline{T}_{cp} - \overline{T}_0$, К			
Режим 1	15,7	$\pm 0,14$	$\pm 0,83\%$
Режим 2	69,63	$\pm 0,83$	$\pm 1,18\%$
Середній конвективний коефіцієнт теплообміну α_k , $Вт/(м^2 \cdot К)$			
Режим 1	1,72	$\pm 0,04$	$\pm 2,31\%$
Режим 2	2,65	$\pm 0,07$	$\pm 2,45\%$
Приведений коефіцієнт теплообміну $\alpha_{пр}$, $Вт/(м^2 \cdot К)$			
Режим 1	1,69	$\pm 0,04$	$\pm 2,29\%$
Режим 2	2,57	$\pm 0,07$	$\pm 2,45\%$
Коефіцієнт ефективності ребра E			
Режим 1	0,98	$\pm 0,04$	$\pm 3,6\%$
Режим 2	0,97	$\pm 0,04$	$\pm 3,79\%$
Число Релея Ra			
Режим 1	9 726	$\pm 126,44$	$\pm 1,3\%$
Режим 2	25 110	$\pm 389,21$	$\pm 1,55\%$
Число Нуссельта Nu			
Режим 1	1,01	$\pm 0,02$	$\pm 2,34\%$
Режим 2	1,55	$\pm 0,04$	$\pm 2,48\%$

Розрахунки показують, що для експериментів з дослідження теплообміну і аеродинамічного опору шахових пучків плоскоовальних труб з неповним оребренням при малих швидкостях омивання, відносна похибка визначення коефіцієнта тепловіддачі і відповідного числа Nu складає в режимі 1 - $\pm 2,5\%$, у режимі 2 - $\pm 4,3\%$. Похибка визначення числа Re для двох режимів не перевищує $\pm 5,03\%$. Похибка визначення числа Ейлера в основному пов'язана з помилкою виміру перепаду статичних тисків $\Delta P_{ст}$ до і після досліджуваного пучка. Відносна похибка визначення числа Eu лежить у межах $\pm (2,74 - 13,47) \%$.

При експериментальному дослідженні теплообміну та структури течії в пакетах плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної тяги відносна похибка визначення коефіцієнта тепловіддачі і відповідного числа Nu складає в режимі 1 - $\pm 2,34\%$, у режимі 2 - $\pm 2,48\%$. Похибка визначення числа Ra для двох режимів не перевищує $\pm 1,55\%$.

2.4 Методика CFD-моделювання вільної конвекції при омиванні ореблених труб зручнообтічної форми

Термоконвективні явища в рідинах загалом описуються досить складною нелінійною системою рівнянь в часткових похідних. Ця система містить рівняння збереження енергії, імпульсу і маси та рівняння стану. В числовому моделюванні широко застосовуються різноманітні наближені підходи, найбільш поширеним серед яких є підхід Буссінеска [76]. При використанні цього підходу вважають, що фізичні параметри середовища постійні, густина залежить тільки від температури і цю залежність необхідно враховувати тільки у виразі для сили тяжіння. Тому, вихідна система рівнянь ньютонівських рідин формується наступним чином:

$$\left\{ \begin{array}{l} \operatorname{div} \vec{v} = 0 \\ \frac{\partial \vec{v}}{\partial \tau} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\frac{1}{\rho_0} \nabla P + \nu \nabla^2 \vec{v} + \beta g \vec{g} \\ \frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} + \vec{v} \cdot \nabla \vartheta = a \nabla^2 \vartheta \\ \rho - \rho_0 = -\rho_0 \beta \vartheta \\ \vartheta = T - T_0 \\ \beta = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_T, \end{array} \right. \quad (2.45)$$

де ρ_0 – середнє значення густини середовища при температурі T_0 .

В дану систему, яка визначає невідомі функції \vec{v} , p/ρ_0 , ϑ входять три параметри: a , ν , $g\beta$. Крім того, з граничних і початкових умов маємо характеристичну довжину l , час τ_0 і різницю температур $T - T_0$. З цих величин можна скласти три незалежних безрозмірних комплекси (Pr, Gr і Nu).

Обчислювальна практика свідчить, що основні особливості вільної конвекції найбільш правильно відображає система рівнянь вільно-конвективного теплообміну названа, як наближення Буссінеска[76]:

$$\bar{\rho} \left(\frac{\partial u_i}{\partial \tau} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = -\beta g \bar{\rho} F_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i}, \quad (2.46)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0, \quad (2.47)$$

$$\begin{aligned} \bar{\rho} C_p \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} + u_j \frac{\partial \vartheta}{\partial x_j} + u_j \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \beta T \frac{F_j}{C_p} \right) \right) = \Delta Q_v + \beta T \frac{\partial p}{\partial \tau} + \beta T u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial x_j} \right) + \frac{\mu}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)^2. \end{aligned} \quad (2.48)$$

Наближення Буссінеска не накладає обмежень на зміну теплофізичних характеристик і впливу роботи стиснення і дисипації енергії на течію і теплообмін [76].

При моделюванні такого типу задач, навіть при допомозі сучасних високоефективних обчислювальних програм виникають складнощі, які пов'язані з обмеженнями на кількість кінцевих елементів і час розрахунку задачі, що безпосередньо залежать від потужності комп'ютеру, тому чисельні розрахунки проведені для її елементу.

Гідродинамічна картина течії рідини в напіввідкритих каналах прямокутної форми, що утворені ребрами і несучою трубою однакова в усіх міжреберних каналах вздовж труби. З цією метою було вибрано середнє по ширині труби зручнообтічної форми ребро, що обмежене однотипними ребрами, які вибрані в якості охоронних. Взаємний вплив пограничних шарів, що розвиваються на поверхнях ребер, які утворюють плоский напіввідкритий канал, враховувався симетричними граничними умовами [77].

В даній роботі побудова розрахункової моделі ґрунтувалась на розробці геометричної моделі розрахункової області, дискретизації розрахункової області у відповідності з уявленнями про вплив характеристик сітки кінцевих елементів на стійкість та збіжність рішення, завданні граничних умов [3].

Для побудови коректної розрахункової моделі було виконано її дискретизацію на більш прості геометричні форми [78-79]. Принцип такої дискретизації показано на рис. 2.18.

Розрахункова область покривалася нерівномірною, зі згущенням до стінок основи і ребер елементу нагріву прямокутною сіткою. Мінімальний та максимальний кроки при цьому складали $1 \cdot 10^{-4}$ і $1 \cdot 10^{-3}$ м. В поздовжньому напрямку розрахункова сітка складається з двох декартових сіток: рівномірної густої з мінімальним кроком $1 \cdot 10^{-4}$ м, розміщеної поблизу

передньої кромки ребра, і нерівномірної, зі згущенням поблизу торців ребра.
Приклад тривимірної розрахункової сітки показаний на рис. 2.19.

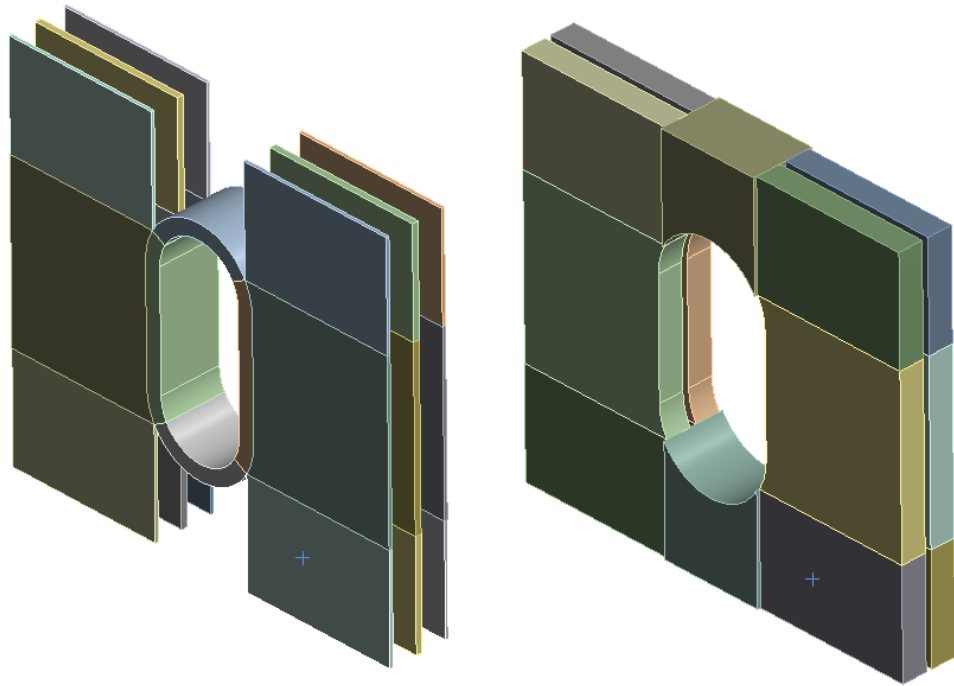


Рисунок 2.19 – Принцип дискретизації розрахункової області

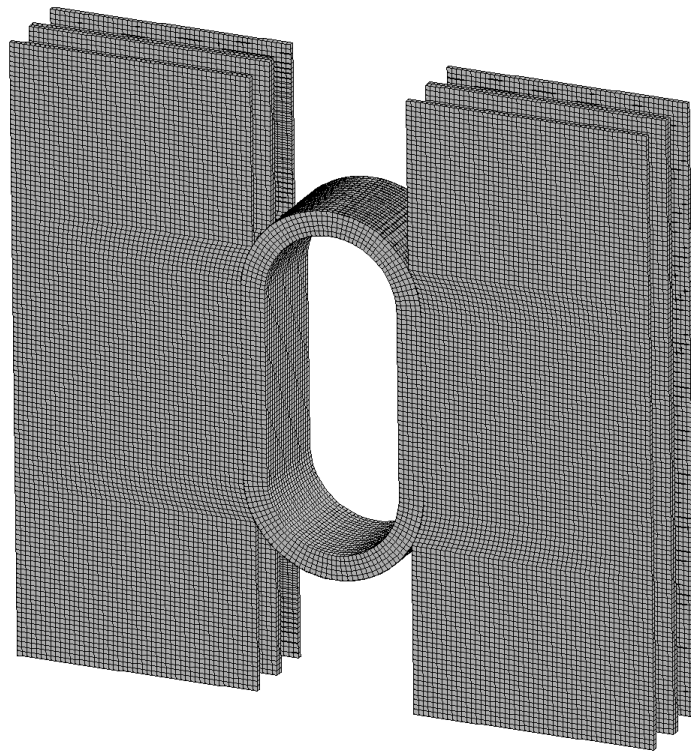


Рисунок 2.18 – Приклад розрахункової сітки
області рішення задачі теплопровідності

3 ТЕПЛООБМІН ПООДИНОКОЇ ПЛОСКООВАЛЬНОЇ ТРУБИ З НЕПОВНИМ ОРЕБРЕННЯМ В УМОВАХ ВІЛЬНОЇ КОНВЕКЦІЇ

3.1 Результати експериментального дослідження теплообміну поодинокі плоскоовальної труби з неповним оребрением в умовах вільної конвекції

Експериментальні дослідження теплообміну поодинокі плоскоовальної труби з неповним оребрением, проводились в області змін чисел Релея $Gr_{d_1} \cdot Pr = 6 \cdot 10^3 \dots 30 \cdot 10^3$. Дослідження проводились на трубі одного типорозміру, геометричні характеристики якої наведені в таблиці 3.1. Результати цих досліджень [80] свідчать, що дослідні дані достатньо добре узагальнюються степеневою залежністю виду

$$Nu = C_q \cdot (Gr_{d_1} \cdot Pr)^m. \quad (3.1)$$

За визначальний розмір в числах $Gr_{d_1} \cdot Pr$ прийнятий поперечний розмір плоскоовальної труби d_1 (рис. 2.1).

Таблиця 3.1 – Геометричні характеристики оребреної труби

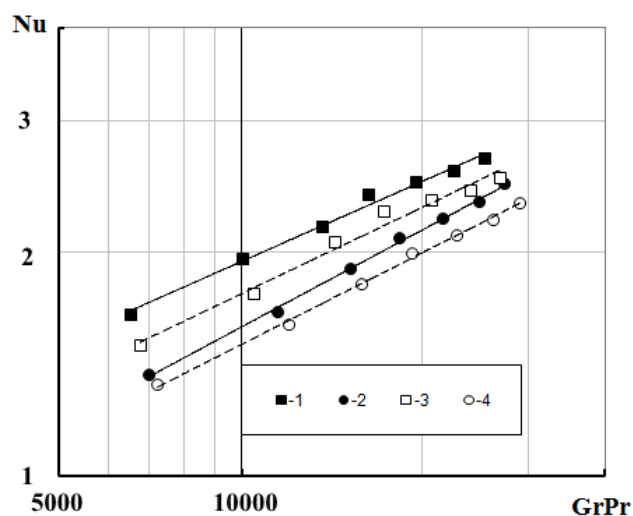
Найменування величини	Позначення	Значення
Поперечний розмір труби	d_1 , мм	15,0
Поздовжній розмір труби	d_2 , мм	30,0
Висота ребер	h , мм	20,0
Крок ребер	t , мм	4,0
Відносне видовження профіля	d_2 / d_1	2,0
Коефіцієнт оребрения	ψ	14,24

Значення показника степені m і коефіцієнту C_q у формулі (3.1) для одиночної труби наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 - Дослідні значення величин m , C_q у формулі (3.1) для одиночної труби

Варіант		m	C_q
Одиночна труба			
Вільна конвекція	середній	0,4323	0,0296
	приведений	0,4084	0,0350
Природна тяга	середній	0,3568	0,0727
	приведений	0,3848	0,0508

Результати дослідження тепловіддачі поодинокій труби приведені на рис 3.1.



1 – природна тяга, середній; 2 – вільна конвекція, середній; 3 – природна тяга, приведений; 4 – вільна конвекція, приведений.

Рисунок 3.1 – Результати дослідження тепловіддачі поодинокій труби

Для одиночної труби різниця тепловіддачі в умовах вільної конвекції та природної тяги (рис. 3.1) не перевищує 8%. Це пояснюється тим, що при

переході до умов природної тяги основна маса потоку проходить через вільний перетин каналу, а не через досліджувану трубу, крім того в даному випадку відсутні сусідні труби (немає захаращення каналу), які утворюють „захисну” теплову перешкоду.

3.2 Результати CFD-моделювання течії та теплообміну поодинокій плоскоовальній труби в умовах вільної конвекції

Експериментальне дослідження теплообміну поодинокій плоскоовальній труби в умовах вільної конвекції було виконане зі сталими геометричними характеристиками, що пов'язане з існуючими обмеженнями, накладеними технологією виготовлення даних труб. Для дослідження впливу геометричних характеристик плоскоовальної труби з неповним оребренням на закономірності процесів теплообміну було виконане CFD моделювання ряду плоскоовальних труб з неповним оребренням [80], геометричні характеристики яких наведено на рис. 3.2.

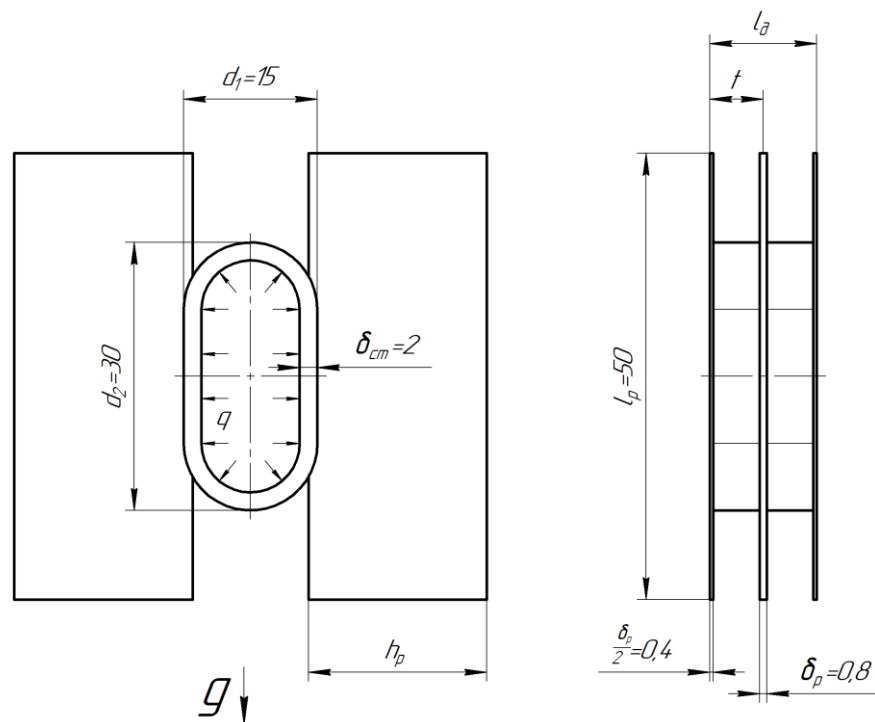


Рисунок 3.2 – Геометричні характеристики плоскоовальних труб з неповним оребренням для CFD-моделювання

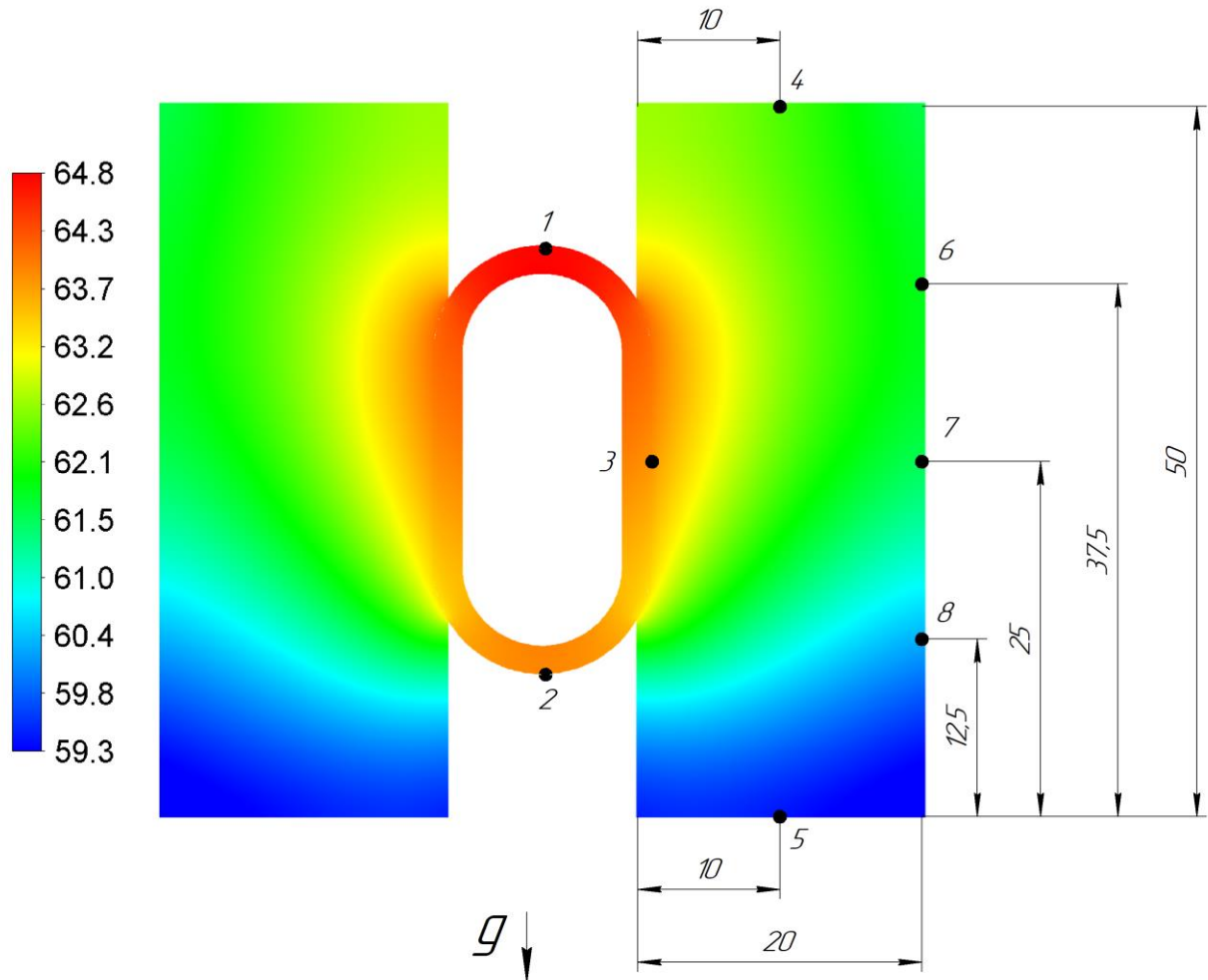
З метою зменшення кількості досліджуваних геометричних параметрів та з огляду на можливість технологічного виготовлення оребрених труб було прийняте рішення про варіювання лише двох найбільш впливових на теплообмін характеристик оребрення – висоти ребра h_p та кроку між ребрами t . Значення цих величин, коефіцієнту оребрення та повної поверхні одного метра оребреної труби наведено у табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Геометричні характеристики плоскоовальних труб з неповним оребренням

№ досліджуваної труби	Крок ребер t , мм	Висота ребра h_p , мм	Загальна довжина досліджуваної ділянки труби, l_o , мм	Площа повної поверхні одного метра оребреної труби, H_n , м ² /м	Коефіцієнт оребрення, ψ
1	2	20	4	2,11	27,4
2	2	25	4	2,62	34,0
3	2	30	4	3,12	40,6
4	4	20	8	1,09	14,2
5	4	25	8	1,35	17,5
6	4	30	8	1,60	20,8
7	6	20	12	0,75	9,8
8	6	25	12	0,92	11,9
9	6	30	12	1,09	14,1
10	8	20	16	0,59	7,6
11	8	25	16	0,71	9,2
12	8	30	16	0,84	10,9

З метою верифікації розрахункової моделі було виконане числове моделювання теплообміну труби, геометричні характеристики якої

відповідають проведеному експерименту (труба №4, табл. 3.3). На рис. 3.3 приведений розподіл значень температур у середньому перетині за координатами X-Y оребреної труби, що відповідає потужності труби-калориметра $Q = 75$ Вт.



1 – 8 – номери термопар

Рисунок 3.3 – Розподіл значень температур у середньому перетині за координатами X-Y оребреної труби, що відповідає потужності труби-калориметра $Q = 75$ Вт

Порівняння значень розподілу температур виконувалося за точками 1-8 (рис. 3.3), у яких було встановлено термопари під час експериментальних досліджень. Значення температур за результатами експерименту та CFD моделювання наведено у табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Верифікація температур за результатами експерименту та CFD моделювання при потужності труби-калориметра $Q = 75$ Вт:

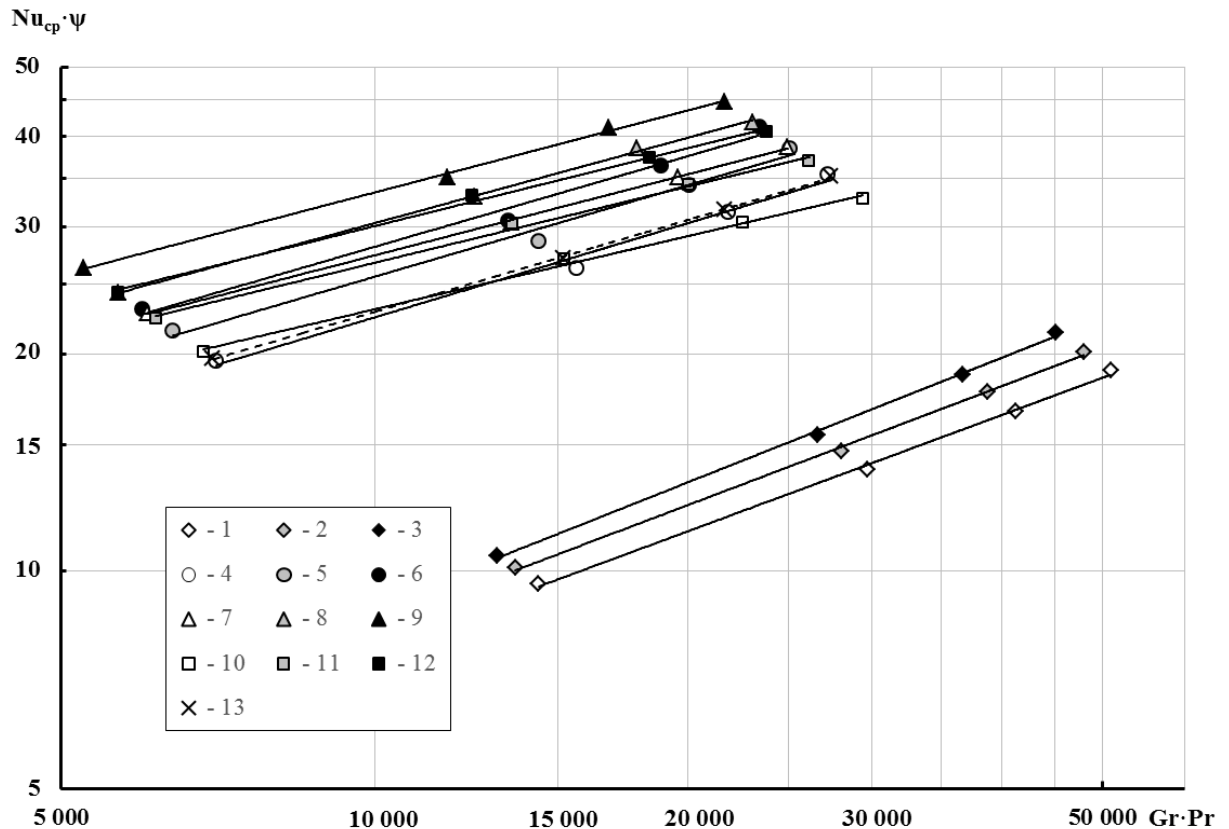
№ термоп ари	Значення температури за результатами експерименту, °C	Значення температури за результатами CFD моделювання, °C	Абсолютна похибка CFD моделювання, °C	Відносна похибка CFD моделювання, %
1	63,48	64,67	1,19	1,84
2	62,84	63,85	1,01	1,58
3	63,01	63,72	0,71	1,11
4	60,85	62,12	1,27	2,04
5	58,58	59,53	0,95	1,60
6	60,37	61,78	1,35	2,19
7	60,23	61,54	1,31	2,13
8	59,01	60,04	1,03	1,72

Як свідчать дані табл. 3.4, максимальна абсолютна похибка CFD моделювання становить 1,35 °C, а відносна – 2,19%, що свідчить про достатню точність розробленої моделі.

Дослідження теплообміну поодиноких плоскоовальних труб з неповним поперечним оребренням, проводились в області змін чисел Релея $Ra = Gr_{d_1} \cdot Pr = 5 \cdot 10^3 \dots 5,1 \cdot 10^4$. Результати цих досліджень свідчать, що дослідні дані достатньо добре узагальнюються степеневою залежністю виду:

$$\overline{Nu} = C_q \cdot (Gr_{d_1} \cdot Pr)^m \cdot \psi^{-1} \quad (3.2)$$

Результати дослідження середньої тепловіддачі поодиноких плоскоовальних труб з неповним oreбренням приведені на рис 3.4.



1–12 – номери досліджуваних труб відповідно табл. 3.4;

13 – результати експериментального дослідження

Рисунок 3.4 – Результати дослідження середньої тепловіддачі поодиноких плоскоовальних труб з неповним oreбренням

При розгляді отриманих даних було виявлено, що зі збільшенням кроку між ребрами t спостерігається збільшення інтенсивності тепловіддачі. При цьому значне зростання спостерігається при збільшенні кроку з 2 до 4 мм, та з 4 до 6 мм. При збільшенні кроку ребер з 6 до 8 мм тенденція зростання інтенсивності тепловіддачі значно зменшується. Це свідчить про те, що подальше збільшення кроку oreбрення не призведе до зростання

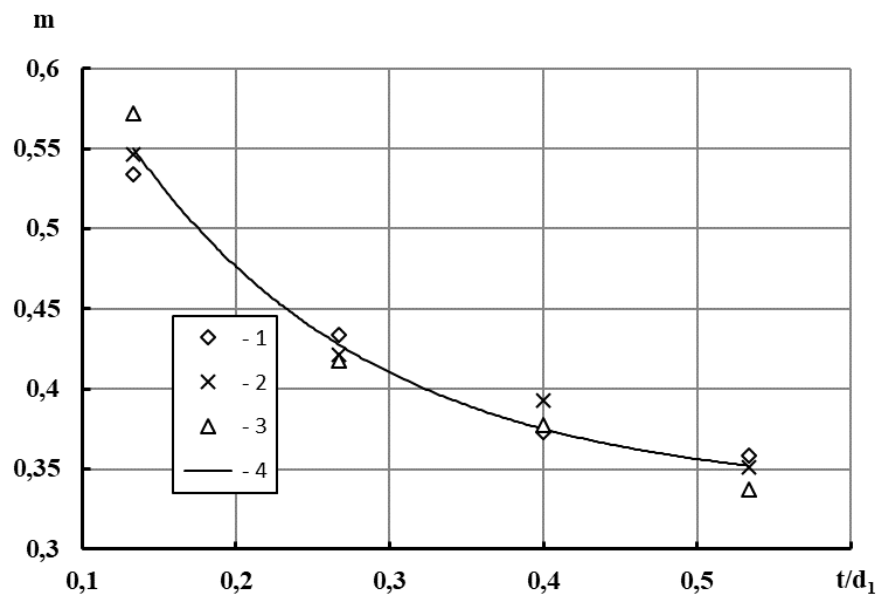
інтенсивності тепловіддачі. Крім того, суттєве зменшення площі теплообмінної поверхні, що відбувається при цьому, призведе до зменшення загального теплового потоку, що передається оребреною трубою.

При цьому, збільшення висоти ребер призводить до менш вираженого зменшення інтенсивності тепловіддачі. Враховуючи достатньо високі коефіцієнти ефективності сталевих ребер в досліджуваних випадках ($E_p = 0,91...0,99$) можна зробити висновок про допустимість використання ребер з висотою h_p до 30 мм. Подальше збільшення висоти ребра не є доцільним з точки зору матеріалоємності теплообмінної поверхні та обмежується технологією виготовлення плоскоовальних труб з неповним оребренням.

При математичній обробці експериментальних даних була виявлена закономірність зміни коефіцієнта C_q та значення показника степені m в залежності (3.2) від геометричних параметрів оребреної труби. У якості безрозмірного геометричного параметру, що характеризує геометрію оребреної труби, у багатьох роботах для узагальнення експериментальних даних з теплообміну оребрених труб традиційно використовується коефіцієнт оребрення труби ψ . Проте, регресійний аналіз даних свідчить про те, що у випадку, що розглядається, показник степені m в формулі (3.2) значною мірою залежить від співвідношення кроку між ребрами t до поперечного розміру труби d_1 , та слабо залежить від зміни висоти ребра h_p (Рис. 3.5). Отже після проведеного аналізу було прийняте рішення про використання у якості узагальнюючого параметру для узагальнення експериментальних даних з теплообміну комплексу t/d_1 .

Закономірності зміни значення показника степені m та коефіцієнта C_q в залежності (3.2) від комплексу t/d_1 представлені на рис. 3.5-3.6.

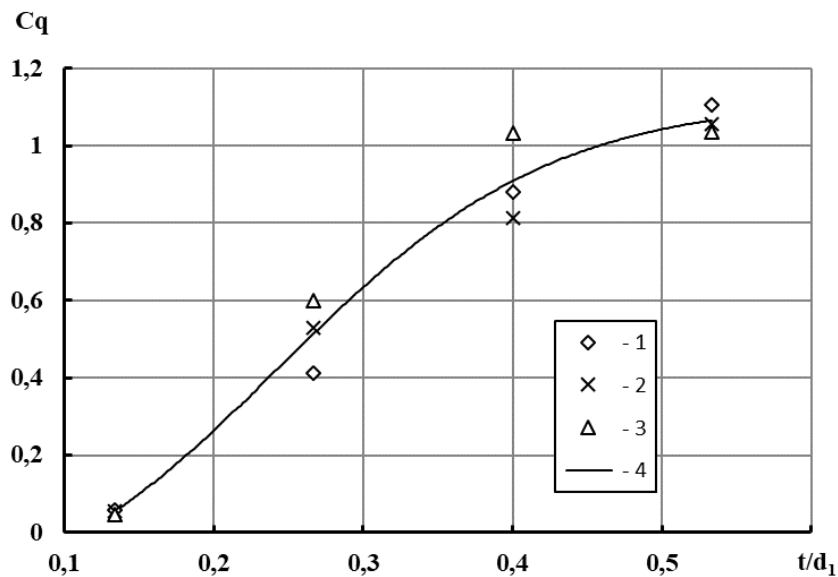
Значення показника степені m і коефіцієнту C_q у формулі (3.2) наведені в таблиці 3.5.



1 – показник степені m для $h_p=20$ мм; 2 – показник степені m для $h_p=25$ мм;

3 – показник степені m для $h_p=30$ мм; 4 – апроксимуюча крива

Рисунок 3.5 – Залежність показника степені m в формулі (3.2) від комплексу t/d_1 :



1 – коефіцієнт C_q для $h_p=20$ мм; 2 – коефіцієнт C_q для $h_p=25$ мм;

3 – коефіцієнт C_q для $h_p=30$ мм; 4 – апроксимуюча крива

Рисунок 3.6 – Залежність коефіцієнта C_q в формулі (3.2) від комплексу t/d_1 :

Таблиця 3.5 – Значення величин показника степені m і коефіцієнту C_q , в формулі (3.2)

№ досліджуваної труби	Значення комплексу t/d_1	Значення m	Значення C_q
1	0,133	0,534	0,057
2	0,133	0,546	0,055
3	0,133	0,572	0,046
4	0,267	0,43	0,413
5	0,267	0,421	0,528
6	0,267	0,418	0,6
7	0,4	0,373	0,882
8	0,4	0,393	0,813
9	0,4	0,378	1,032
10	0,533	0,359	1,105
11	0,533	0,351	1,056
12	0,533	0,337	1,036

Варто відмітити, що при великих значеннях кроку між ребрами t показник степені m наближається до значень, характерних для вільноконвективного теплообміну неоребраних гладких труб (показник степені $\sim 0,25$ [26]), а при малих – до значень, характерних для течії в системі каналів (показник степені $\sim 0,6...0,7$ [76]). Це свідчить про зміну режиму вільноконвективної течії в залежності від зміни геометричних параметрів плоскоовальної труби з неповним оребренням, що необхідно враховувати в подальших дослідженнях теплообміну та аеродинамічного опору пакетів даних труб.

Отримана залежність показника степені m в формулі (3.2) від комплексу t/d_1 має нелінійний характер і з точністю $R^2=0,972$ описується рівнянням:

$$m = 0,334 + \frac{45,9}{1 + \exp\left(\frac{t/d_1 - 0,071}{0,158}\right)}. \quad (3.3)$$

Отримана залежність Cq в формулі (4) від комплексу t/d_1 має нелінійний характер і з точністю $R^2=0,975$ описується рівнянням:

$$C = \frac{1,386}{1 + \exp\left(\frac{0,244 - t/d_1}{0,091}\right)} - 0,264. \quad (3.4)$$

Остаточно, з врахуванням (3.3), (3.4), узагальнююча залежність для розрахунку інтенсивності теплообміну поодинокій плоскоовальній труб з неповним обрешеченням в умовах вільної конвекції має вигляд:

$$\overline{Nu} = \left[\frac{1,386}{1 + \exp\left(\frac{0,244 - t/d_1}{0,091}\right)} - 0,264 \right] \cdot \left(Gr_{d_1} \cdot Pr \right)^{\left[0,334 + \frac{45,9}{1 + \exp\left(\frac{t/d_1 - 0,071}{0,158}\right)} \right]} \cdot \psi^{-1}. \quad (3.5)$$

Залежність справедлива за умов $h_p = 20 \dots 30$ мм; $t = 2 \dots 8$ мм, в діапазоні чисел Релея $Ra = Gr_{d_1} \cdot Pr = 5 \cdot 10^3 \dots 5,1 \cdot 10^4$, похибка узагальнюючого рівняння не перевищує ± 17 %.

4 ТЕПЛООБМІН ТА АЕРОДИНАМІЧНИЙ ОПІР ПАКЕТІВ ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ З НЕПОВНИМ ОРЕБРЕННЯМ В УМОВАХ ПРИРОДНОЇ КОНВЕКЦІЇ ТА ПРИРОДНОЇ ТЯГИ

4.1 Результати дослідження теплообміну одно-та дворядного пакетів

У даному підрозділі представлені результати експериментальних досліджень теплообміну одно- та дво- рядних пакетів плоскоовальних труб з неповним поперечним оребрением в умовах вільної конвекції і природної тяги, виконано порівняння теплообміну шахового та коридорного пакетів.

Як зазначено у розділі 2, експериментальний стенд (рис. 2.12) для дослідження теплообміну плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах вільної конвекції і природної тяги представляє собою баштову конструкцію, що складається з теплообмінної секції прямокутного перерізу, в якій розташовувалися горизонтальні одно- дво- рядні (шахові чи коридорні) пакети оребrenних труб та витяжної башти. Для дослідження теплообміну даних пакетів в умовах вільної конвекції експерименти проводились без витяжної башти, надалі у тексті дані умови позначено як „вільна конвекція” Для моделювання наближених умов природної тяги на стенд встановлювалася витяжна башта вистою 1м, надалі у тексті дані умови позначено як „природна тяга” [68].

Дослідження теплообміну пакетів плоскоовальних труб з неповним оребрением, проводились в області змін чисел Релея $Gr_{d_1} \cdot Pr = 3 \cdot 10^3 \dots 30 \cdot 10^3$. Дослідження проводились на трубах одного типорозміру, геометричні характеристики яких наведені в таблиці 3.1. Результати цих досліджень свідчать, що дослідні дані достатньо добре узагальнюються степеневою залежністю виду:

$$Nu = C_q \cdot (Gr_{d_1} \cdot Pr)^m. \quad (4.1)$$

За визначальний розмір в числах $Gr_{d_1} \cdot Pr$ прийнятий поперечний розмір плоскоовальної труби d_1 (рис. 2.1). Експерименти проводились для одиночного ряду труб, дворядних коридорного та шахового пакетів, крокові характеристики яких лишались незмінними та складали: $S_1=60\text{мм}$, $S_2=60\text{мм}$.

У дослідженому діапазоні впливу висоти розміщення дослідних пакетів над рівнем землі не було визначеного впливу даного параметру на теплообмін, тому надалі ці дані не приводяться.

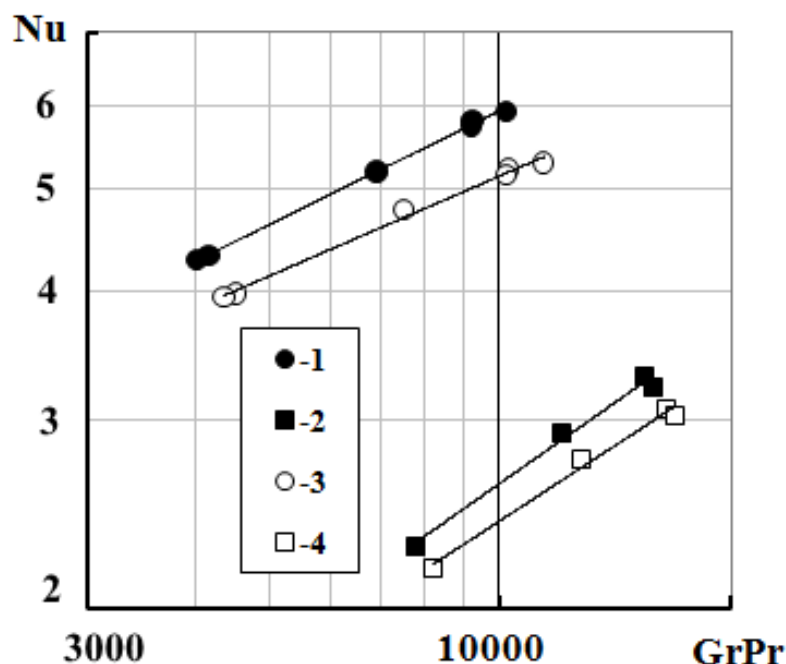
4.1.1 Результати дослідження теплообміну однорядного пакету

Значення показника степені m і коефіцієнту C_q у формулі (4.1) для однорядного пакету [68] наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Дослідні значення величин m , C_q у формулі (4.1) для однорядного пакету

Варіант		m	C_q
Однорядний пакет			
Вільна конвекція	середній	0,5104	0,0237
	приведений	0,4748	0,0303
Природна тяга	середній	0,3594	0,2165
	приведений	0,3150	0,2823

Результати дослідження тепловіддачі однорядного пакету приведені на рис 4.1.



1 – природна тяга, середній; 2 – вільна конвекція, середній; 3 – природна тяга, приведений; 4 – вільна конвекція, приведений.

Рисунок 4.1 – Результати дослідження тепловіддачі однорядного пакету

Як випливає з аналізу рис. 3.1 та рис. 4.1, однорядний пакет має на 24-50% (в залежності від числа Релея) більшу інтенсивність тепловіддачі в умовах вільної конвекції в порівнянні з поодинокую трубою, що узгоджується з даними отриманими авторами [81]. При цьому для однорядного пакету перехід до умов природної тяги призводить до збільшення інтенсивності теплообміну на 70-75%.

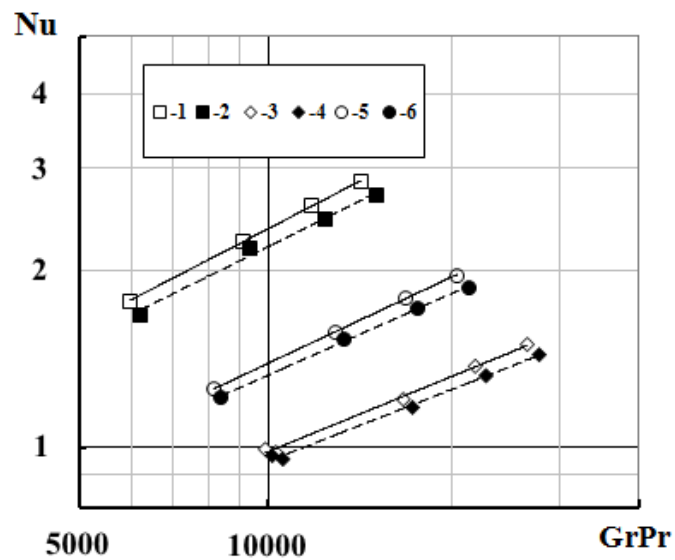
4.1.2 Результати дослідження теплообміну дворядного коридорного пакету

Значення показника степені m і коефіцієнту C_q у формулі (4.1) для дворядного коридорного пакету наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 - Дослідні значення величин m , C_q в формулі (4.1) для дворядного коридорного пакету

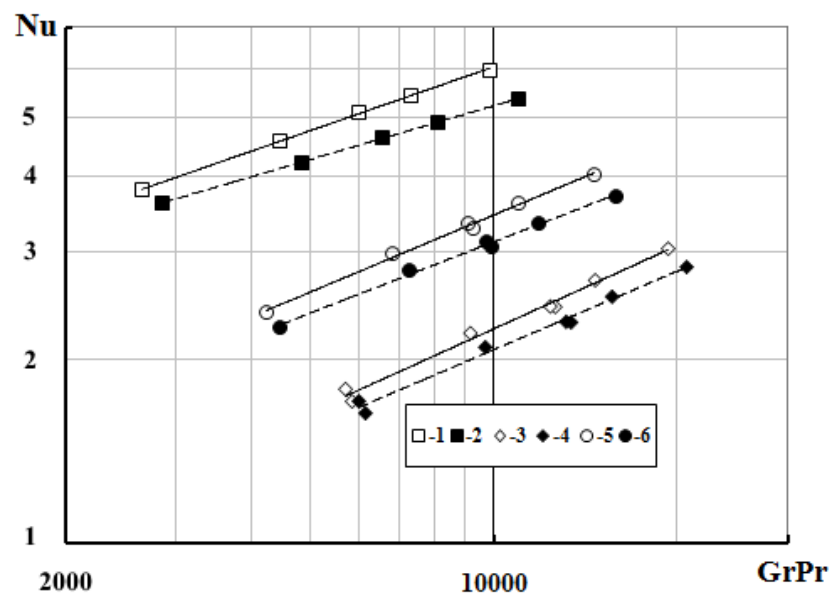
Варіант		m	C_q
Перший ряд пакету			
Вільна конвекція	середній	0,5423	0,0160
	приведений	0,5200	0,0183
Природна тяга	середній	0,3480	0,2451
	приведений	0,3521	0,2927
Другий ряд пакету			
Вільна конвекція	середній	0,4282	0,0190
	приведений	0,4082	0,0221
Природна тяга	середній	0,4530	0,0346
	приведений	0,4273	0,0406
Середній для пакету			
Вільна конвекція	середній	0,4913	0,0151
	приведений	0,4642	0,0185
Природна тяга	середній	0,4196	0,0724
	приведений	0,3879	0,0875

Результати дослідження тепловіддачі дворядного коридорного пакету в умовах вільної конвекції та в умовах природної тяги [82], та їх порівняння представлені на рис 4.2-4.4.



1 – перший ряд, середній; 2 – перший ряд, приведений; 3 – другий ряд, середній; 4 – другий ряд, приведений; 5 – середній по пакету; 6 – приведений по пакету.

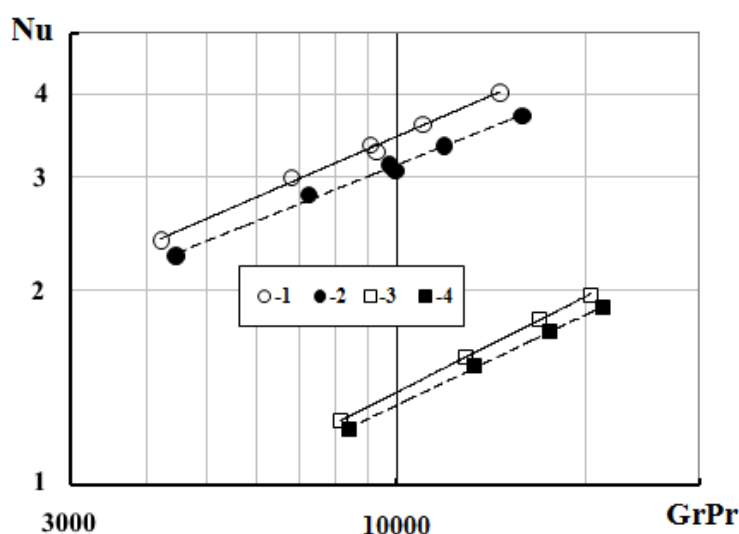
Рисунок 4.2 – Результати дослідження тепловіддачі дворядного коридорного пакету в умовах вільної конвекції



1 – перший ряд, середній; 2 – перший ряд, приведений; 3 – другий ряд, середній; 4 – другий ряд, приведений; 5 – середній по пакету; 6 – приведений по пакету.

Рисунок 4.3 – Результати дослідження тепловіддачі дворядного коридорного пакету в умовах природної тяги

З аналізу рис. 4.2-4.3 випливає, що для другого ряду дворядного коридорного пакету, як для умов вільної конвекції так і для умов природної тяги, інтенсивність тепловіддачі є нижчою на 95-98% ніж для першого ряду пакету. Таке зниження інтенсивності тепловіддачі пов'язане з тим, що при розташуванні труб одна над одною, більші швидкості потоку знаходяться у міжтрубному просторі, в той час як швидкості потоку між трубами є достатньо малими. Це призводить до того, що потік на вході до другого ряду буде мати значно більшу температуру, ніж на вході до першого, відповідно температурний напір зменшується (так як за t_0 приймається температура оточуючого середовища, що лишається незмінною), а отже і значення критерію Нусельта зменшуються. Аналогічні результати були отримані автором роботи [46].



1 – природна тяга, середній; 2 – природна тяга, приведений; 3 – вільна конвекція, середній; 4 – вільна конвекція, приведений.

Рисунок 4.4 – Порівняння середнього теплообміну дворядного коридорного пакету в умовах природної тяги та в умовах вільної конвекції

При порівнянні середнього теплообміну дворядного коридорного пакету в умовах природної тяги та в умовах вільної конвекції (рис. 4.4)

виявлено, що середня тепловіддача даного пучка в умовах природної тяги є на 100-105% більшою ніж в умовах вільної конвекції.

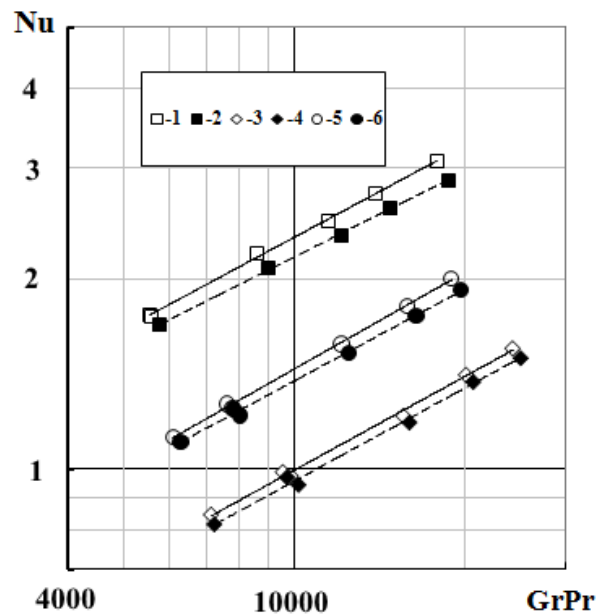
4.1.3 Результати дослідження теплообміну дворядного шахового пакету

Значення показника степені m і коефіцієнту C_q у формулі (4.1) для дворядного шахового пакету наведені в таблиці 4.3.

Результати дослідження тепловіддачі дворядного коридорного пакету в умовах вільної конвекції та в умовах природної тяги, та їх порівняння [82] представлені на рис 4.5-4.7.

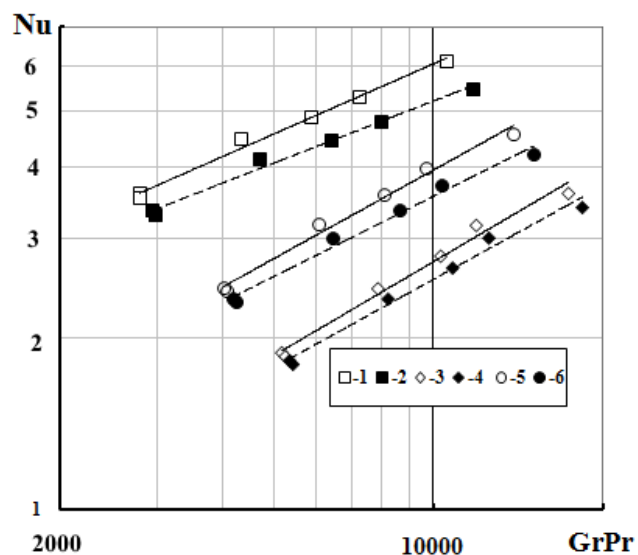
Таблиця 4.3 - Дослідні значення величин m , C_q в формулі (4.1) для дворядного шахового пакету

Варіант		m	C_q
Перший ряд пакету			
Вільна конвекція	середній	0,4796	0,0281
	приведений	0,4472	0,0352
Природна тяга	середній	0,4085	0,1408
	приведений	0,3615	0,1868
Другий ряд пакету			
Вільна конвекція	середній	0,4910	0,0108
	приведений	0,4870	0,0108
Природна тяга	середній	0,5463	0,0178
	приведений	0,5131	0,0225
Середній для пакету			
Вільна конвекція	середній	0,5060	0,0136
	приведений	0,4810	0,0164
Природна тяга	середній	0,5154	0,0343
	приведений	0,4656	0,0487



1 – перший ряд, середній; 2 – перший ряд, приведений; 3 – другий ряд, середній; 4 – другий ряд, приведений; 5 – середній по пакету; 6 – приведений по пакету.

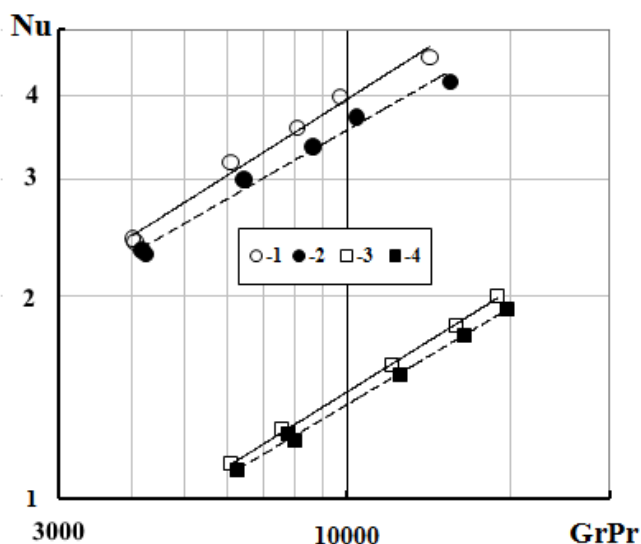
Рисунок 4.5 – Результати дослідження тепловіддачі дворядного шахового пакету в умовах вільної конвекції



1 – перший ряд, середній; 2 – перший ряд, приведений; 3 – другий ряд, середній; 4 – другий ряд, приведений; 5 – середній по пакету; 6 – приведений по пакету.

Рисунок 4.6 – Результати дослідження тепловіддачі дворядного шахового пакету в умовах природної тяги

Для дворядного шахового пакету різниця тепловіддачі між першим та другим рядом є меншою ніж для коридорного та складає 65-70%, так як вплив нижнього ряду на температуру потоку, що омиває другий ряд, за шахової компоновки є меншим.



1 – природна тяга, середній; 2 – природна тяга, приведений; 3 – вільна конвекція, середній; 4 – вільна конвекція, приведений.

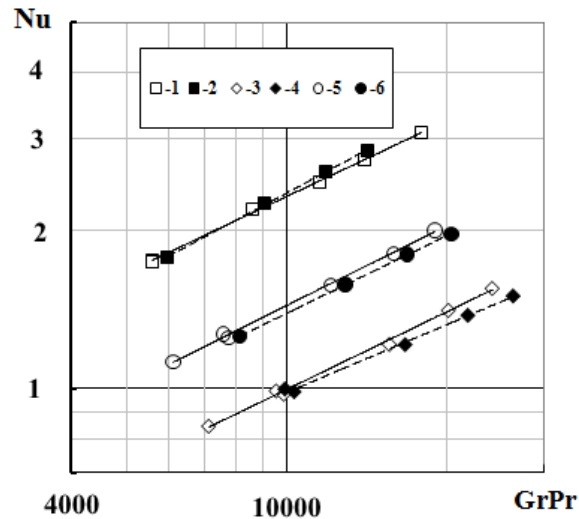
Рисунок 4.7 – Порівняння середньої тепловіддачі дворядного шахового пакету в умовах природної тяги та в умовах вільної конвекції

При порівнянні середнього теплообміну дворядного шахового пакету в умовах природної тяги та в умовах вільної конвекції (рис. 4.7) виявлено, що середня тепловіддача даного пакету в умовах природної тяги є на 80-85% більшою ніж в умовах вільної конвекції.

4.1.4 Порівняння середнього теплообміну дворядного коридорного пакету та дворядного шахового пакету

Для виявлення впливу компонування пучка на інтенсивність тепловіддачі було проведено порівняння середнього теплообміну дворядного шахового і дворядного коридорного пакетів.

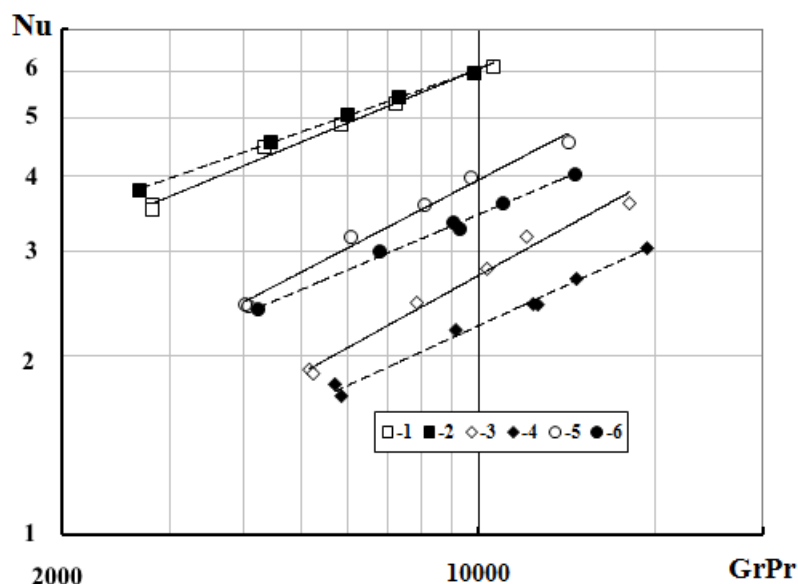
Порівняння середнього теплообміну дворядного коридорного пакету та дворядного шахового пакету в умовах вільної конвекції та в умовах природної тяги [82] представлені на рис 4.8-4.9.



1 – перший ряд дворядного шахового пакету; 2 – перший ряд дворядного коридорного пакету; 3 – другий ряд дворядного шахового пакету; 4 – другий ряд дворядного коридорного пакету; 5 – середній по шаховому пакету; 6 – середній по коридорному пакету.

Рисунок 4.8 – Порівняння середнього теплообміну дворядного коридорного пакету та дворядного шахового пакету в умовах вільної конвекції

Як видно з рис. 4.8 інтенсивність тепловіддачі шахового та коридорного пучків в умовах вільної конвекції є практично однаковою. При переході до умов природної тяги (рис 4.9) в області низьких значень чисел Релея ($Ra\ 4 \div 4,5 \cdot 10^3$) інтенсивність тепловіддачі шахового та коридорного пучків також є практично однаковою. Але в області більш високих значень чисел Релея ($Ra\ 9 \div 14 \cdot 10^3$) інтенсивність тепловіддачі шахового пучка є на 8-13% вищою ніж в умовах вільної конвекції.



1 – перший ряд дворядного шахового пакету; 2 – перший ряд дворядного коридорного пакету; 3 – другий ряд дворядного шахового пакету; 4 – другий ряд дворядного коридорного пакету; 5 – середній по шаховому пакету; 6 – середній по коридорному пакету.

Рисунок 4.9 – Порівняння середнього теплообміну дворядного коридорного пакету та дворядного шахового пакету в умовах природної тяги

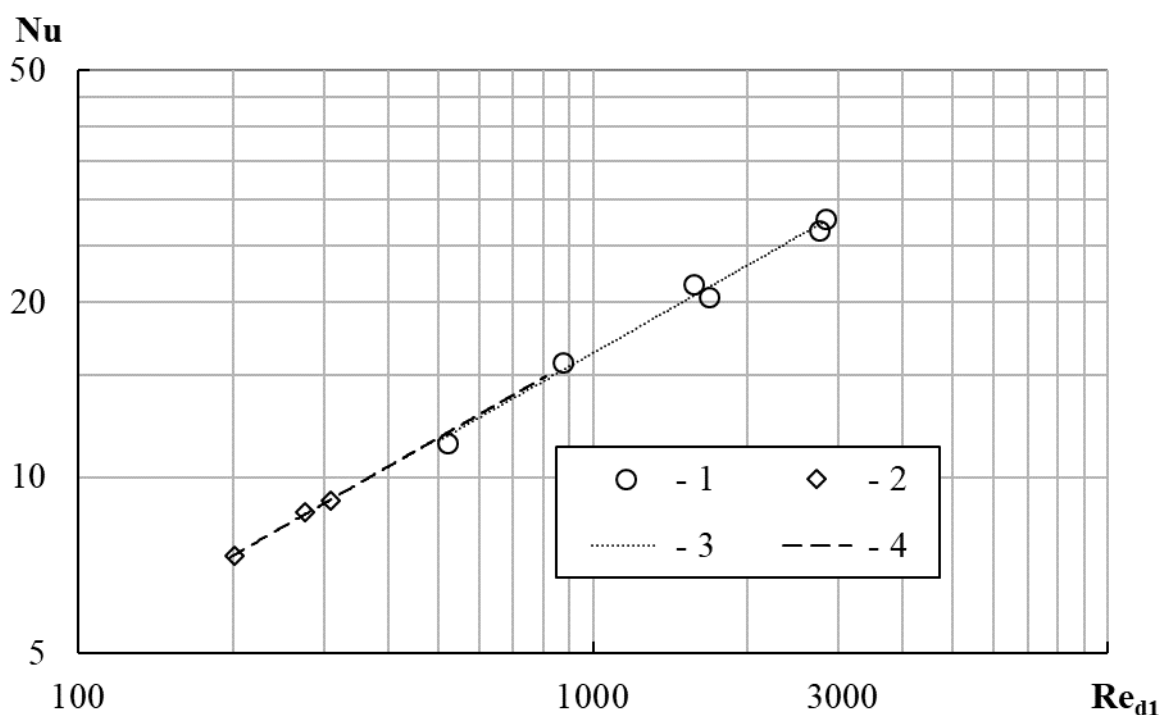
4.2 Теплообмін та аеродинамічний опір багаторядних шахових пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної тяги

Створення сприятливих теплоаеродинамічних умов та забезпечення невеликих швидкостей омивання повітрям розвинених трубчастих поверхонь теплообміну, які є основними конструктивними елементами сучасних теплообмінних апаратів, що працюють в умовах природної конвекції та природної тяги, тісно пов'язані з питаннями вивчення теплообміну та аеродинамічного опору цих поверхонь і тому набувають важливого науково-практичного значення. Для забезпечення стійкої природної тяги необхідно мати достатньо високу витяжну башту (наприклад, для енергетичних «сухих» градирень висота башти може досягати 100-150 м), при цьому утворюються умови досягнення швидкостей омивання пакетів труб (2-4) м/с. Швидкість

омивання залежить від різниці густин повітря на вході і виході з башти та її висоти. В умовах фізичного експериментального моделювання природної тяги, створення дослідної установки пов'язано з великими витратами на виготовлення витяжної башти висотою 5-10 м.

Враховуючи вищезазначене, було прийняте рішення провести дослідження теплообміну та аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб з неповним oreбренням з метою наближення умов омивання до природної тяги, в аеродинамічній трубі розімкненого типу (див розділ 2) при швидкостях повітря у „живому” поперечному перерізі пакету від 0,5 до 3 м/с.

З метою перевірки правильності такого підходу було виконано тестовий експеримент з дослідження багаторядного шахового пакету, аналогічного розглянутому у розділі 4.1.3, в аеродинамічній трубі. Результати порівняння експериментальних даних, отриманих на різних стендах представлені на рис. 4.10.



1 – дані досліджень в аеродинамічній трубі; 2 – дані досліджень на баштовому стенді; 3 – апроксимуюча крива досліджень в аеродинамічній трубі; 4 – апроксимуюча крива досліджень на баштовому стенді

Рисунок 4.10 – Залежність чисел Нусельта від чисел Рейнольдса

Дані рис. 4.10 свідчать про повну кореляцію даних, отриманих на двох варіантах дослідних стендів та дозволяють провести дослідження теплообміну та аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням в аеродинамічній трубі розімкненого типу.

4.2.1 Теплообмін шахових пакетів

В даному підрозділі представлені результати експериментальних досліджень теплообміну, узагальнені емпіричні співвідношення для розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі шахових пучків плоскоовальних труб з неповним поперечним оребренням в області низьких швидкостей омивання їх повітрям.

Плоскоовальні сталеві труби з оребренням на бічних плоских поверхнях (рис. 2.1) збиралися у шаховий пакет, який розміщувався в робочій ділянці стенда (рис. 4.11). Досліджувався один типорозмір оребреної труби, основні геометричні характеристики якого наведені в таблиці 3.1.

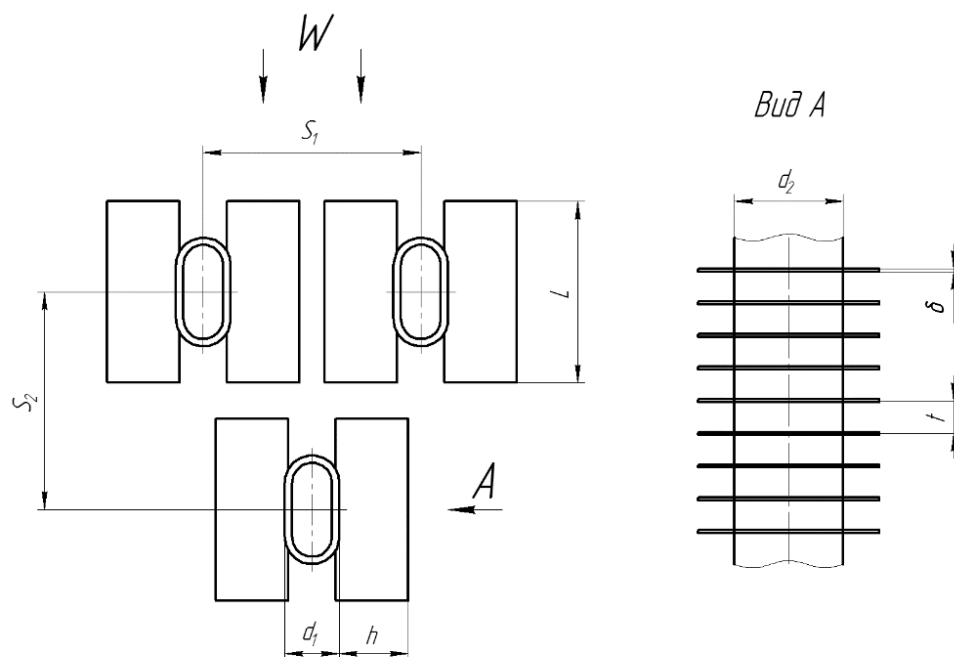


Рисунок 4.11 – Шаховий пакет плоскоовальних труб з неповним оребренням.

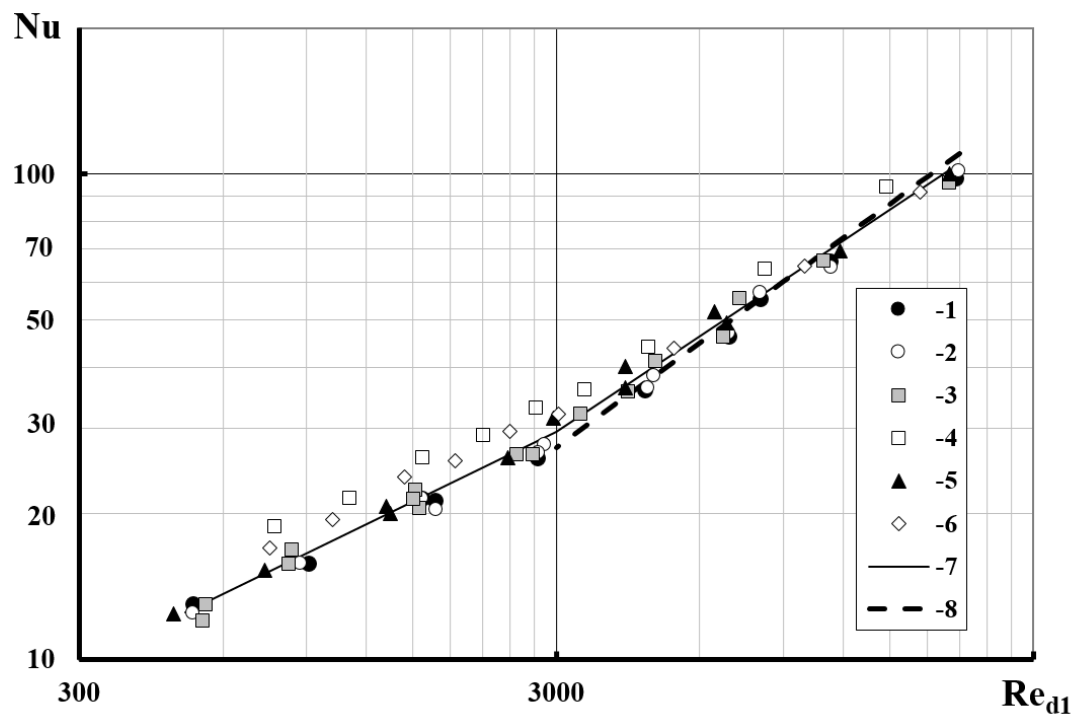
Дослідження конвективного теплообміну виконано для шести шахових пучків, що відрізнялися компоновочними характеристиками труб S_1 (поперечний крок між трубами) та S_2 (поздовжній крок), які представлені у таблиці 4.4. Кількість рядів у пучку вздовж та поперек потоку відповідно складали $z_2 = 6$, $z_1 = 3-4$.

Таблиця 4.4 – Геометричні характеристики пучків труб та дослідні постійні m , C_q в формулі (3.1) для $500 < Re_{d_1} < 3000$

№ пакета	S_1 мм	S_2 мм	S_1/S_2	m	C_q
1	60,0	100,0	0,600	0,512	0,476
2	60,0	67,0	0,896	0,501	0,512
3	64,5	60,0	1,075	0,490	0,581
4	101,3	80,0	1,266	0,485	0,676
5	86,0	60,0	1,433	0,473	0,715
6	111,3	60,0	1,855	0,461	0,813

Дослідження теплообміну пучків виконані в діапазоні чисел Рейнольдса $500 < Re_{d_1} < 20000$, що відповідає швидкостям в живому перерізі пучка (0,5 – 20) м/с [83, 84]. За визначальний розмір в числах Re_{d_1} прийнятий поперечний розмір плоскоовальної труби d_1 . Результати цих досліджень подані у логарифмічних координатах у вигляді залежностей $Nu = f(Re_{d_1})$ на рис. 4.12, 4.13. Крім того, на рис. 4.12 нанесено криву, отриману авторами [85] з конвективного теплообміну шахових пучків плоскоовальних труб з неповним оребренням у діапазоні $3000 < Re_{d_1} < 20000$. Дослідні дані з теплообміну достатньо добре узагальнюються ступеневою залежністю виду:

$$Nu_{d_1} = C_q \cdot Re_{d_1}^m \quad (4.2)$$

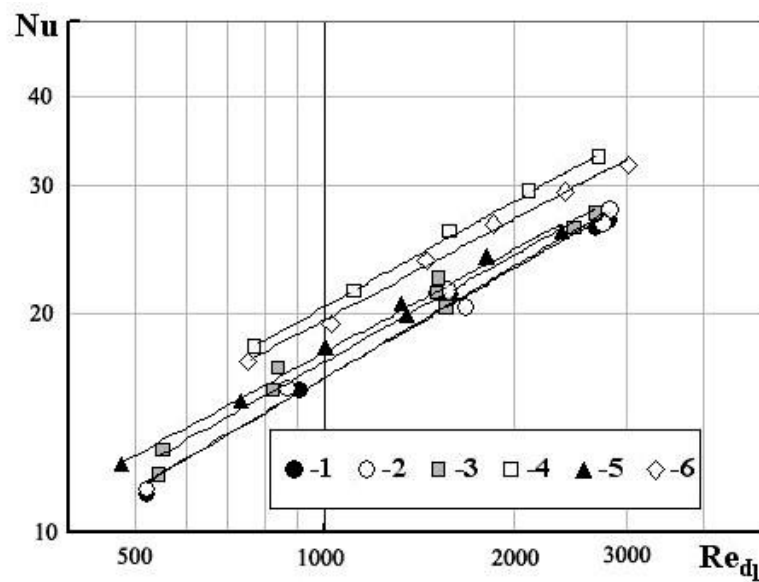


1 - пакет №1; 2 – пакет №2; 3 - пакет №3; 4 - пакет №4;

5 - пакет №5; 6 - пакет №6; 7 – осереднена крива; 8 – дані [85]

Рисунок 4.12 – Залежність чисел Нуссельта від чисел Рейнольдса

$$500 < Re_{d1} < 20000$$



1- пакет №1; 2 – пакет №2; 3 - пакет №3; 4 - пакет №4;

5 - пакет №5; 6 - пакет №6

Рисунок 4.13 – Залежність чисел Нуссельта від чисел Рейнольдса

$$500 < Re_{d1} < 3000$$

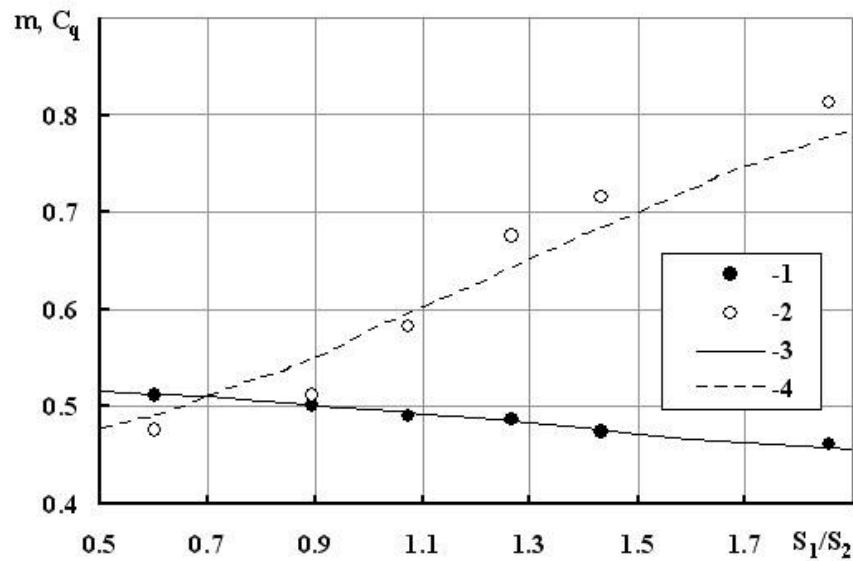
Частина експериментальних даних на рис. 4.12 з невеликим розсіюванням в області $3000 < Re_{d_1} < 20000$ групується біля кривої 7. Варто відмітити, що отримані дані в області $3000 < Re_{d_1} < 20000$ задовільно узгоджуються з даними, отриманими у роботі [85]. Як видно, в області $Re_{d_1} < 3000$ спостерігається інша закономірність теплообмінного процесу, який характеризується більш пологим нахилом кривої 7, тобто при $Re_{d_1} \approx 3000$ настає очевидна зміна режиму течії при омиванні пакетів труб. Крім того, в цій області має місце деяке розшарування даних, тому для детального аналізу вона окремо представлена на рис. 4.13. З цього рисунку видно, що пучок №4 з $S_1/S_2=1,266$ має найбільшу інтенсивність теплообміну, близьким за значенням до нього є пучок №6 з $S_1/S_2=1,855$.

В міру зменшення параметра S_1/S_2 тепловіддача у пучках знижується. Значення Nu для пучків №№1 – 3 у межах експериментальної похибки практично співпадають між собою, а різниця за інтенсивністю теплообміну між найкращими пучками №№4, 6 та іншими у розглянутому діапазоні Re_{d_1} складає 10 – 15 %. Вплив параметра розміщення труб у пучку S_1/S_2 для області малих чисел Рейнольдса на коефіцієнти m (крива 1) та C_q (крива 2) у ступеневій формулі (4.2) приведений на рис. 4.14.

Коефіцієнт C_q суттєво збільшується з ростом S_1/S_2 приблизно в 1,7 рази для пакету №6 (табл. 4.4), при цьому показник ступеня m зменшується більш повільно і для досліджених пучків в середньому складає приблизно 0,49 (табл. 4.4).

З метою створення узагальнюючих співвідношень для розрахунків показника ступеня m та коефіцієнта C_q в більш широкому інтервалі змінення геометричних характеристик труб та пучків, до аналізу додатково залучені експериментальні дані з теплообміну [85], що включали 27 шахових пучків і які були досліджені в діапазонах чисел Рейнольдса Re_{d_1} від 3000 до 20000, коефіцієнтів оребрення ψ від 5,3 до 21,5 та відношень кроків між трубами S_1/S_2 від 0,6 до 2,5. Дані [85] були екстрапольовані в область низьких чисел

Рейнольдса $Re_{d_1} < 3000$ з урахуванням зменшення показника ступеня m і залежності його від параметра S_1/S_2 .



1 – показник m ; 2 – коефіцієнт C_q ; 3, 4 – розрахункові криві

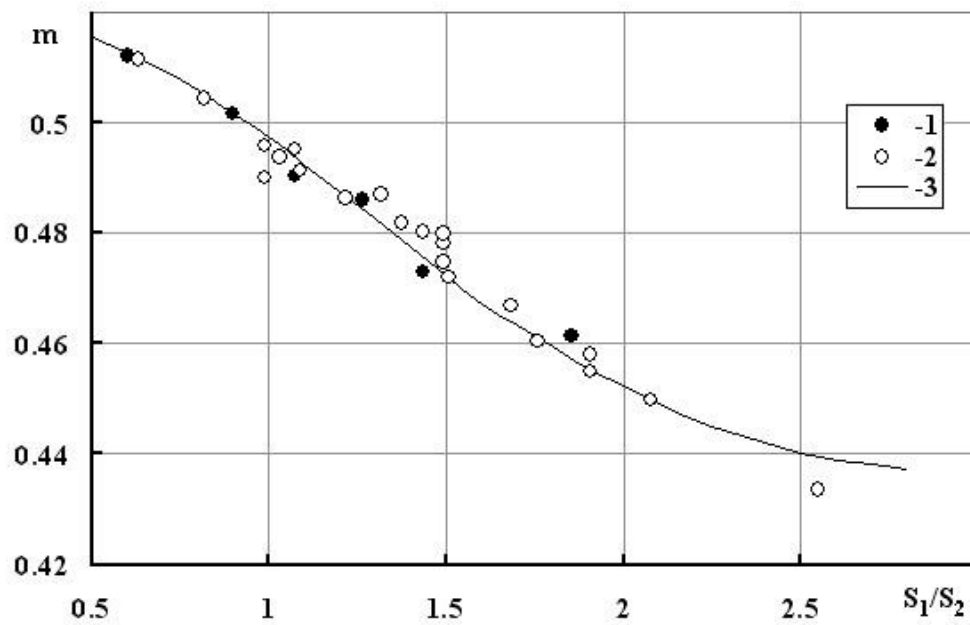
Рисунок 4.14 – Залежності показника ступеня m і коефіцієнта C_q від параметра розміщення S_1/S_2 при $500 < Re_{d_1} < 3000$

За результатами оброблення всіх дослідів побудовані графічні залежності $m=f(S_1/S_2)$ на рис. 4.15 та $C_q=f(S_1/S_2)$ на рис. 4.16. Похибка апроксимуючих кривих для показника m не перевищує $\pm 2\%$, а для коефіцієнта $C_q = \pm(12-15)\%$.

З урахуванням аналізу даних рис. 4.15 та рис. 4.16 співвідношення для розрахунку значень m та C_q відповідно набувають вигляд

$$m = 0,05 \cdot \operatorname{th} \left(1,3 - \frac{S_1}{S_2} \right) + 0,48, \quad (4.3)$$

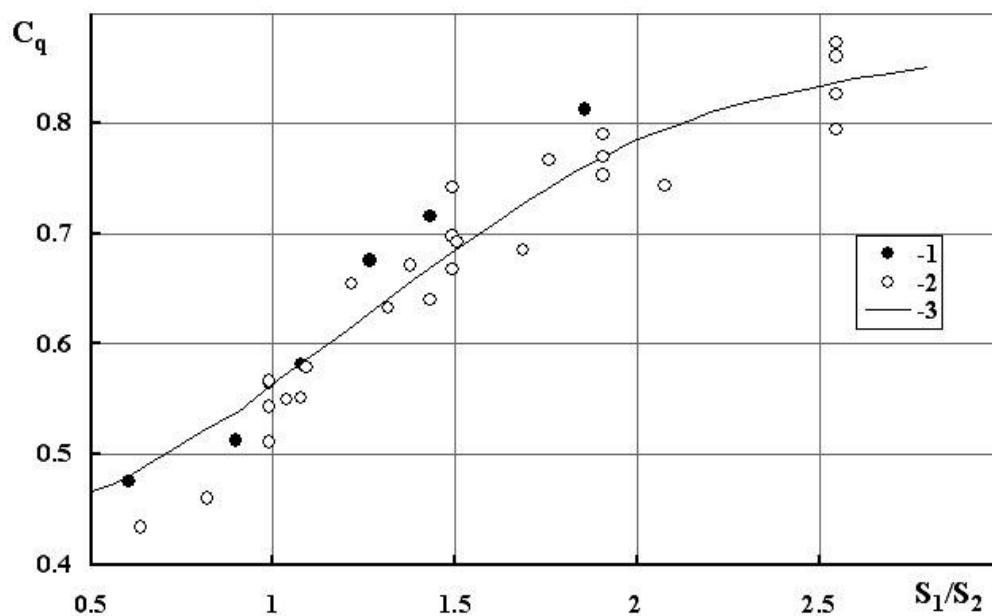
$$C_q = -0,25 \cdot \operatorname{th} \left(1,3 - \frac{S_1}{S_2} \right) + 0,65. \quad (4.4)$$



1 - досліджені пучки; 2 - екстрапольовані дані [85] в область $Re_{d_1} < 3000$;

3 - розрахункова крива

Рисунок 4.15 – Залежність показника ступеня m у формулі (4.2) від параметра розміщення S_1/S_2 в області $500 < Re_{d_1} < 3000$



1 - досліджені пучки; 2 - екстрапольовані дані [85] в область $Re_{d_1} < 3000$;

3 - розрахункова крива

Рисунок 4.16 – Залежність коефіцієнта C_q у формулі (4.2) від параметра розміщення S_1/S_2 в області $500 < Re_{d_1} < 3000$

Таким чином, за результатами експериментальних досліджень отримана нова єдина система узагальнюючих співвідношень (4.2)-(4.4), що дозволяє в інтервалі малих чисел Рейнольдса $500 < Re_{d_1} < 3000$ розраховувати значення коефіцієнтів тепловіддачі для шахових пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням в діапазоні змінення ψ від 5,3 до 21,5 та S_1/S_2 від 0,6 до 2,5 [84]. Похибка розрахункової формули (4.2) не перевищує $\pm 12\%$.

4.2.2 Вплив на теплообмін ореблених пакетів числа поперечних рядів труб

Вплив числа поперечних рядів труб на теплообмін пучків зазвичай враховується поправками C_z в узагальненому рівнянні:

$$Nu_{d_1} = C_z C_q Re_{d_1}^m. \quad (4.5)$$

Співвідношення поправки на малорядність шахових пакетів плоскоовальних ореблених труб у формулі (4.5) рекомендується розраховувати по формулі (4.6), яка отримана в [86]

$$C_z = 3,23 z_2^{0,021} - 2,38. \quad (4.6)$$

Для всіх шахових компонувань пакетів при $z_2 \geq 8$ поправка $C_z = 1$.

4.2.3 Аеродинамічний опір шахових пакетів

Малі швидкості омивання (0,5-3,0 м/с) теплообмінних поверхонь з ореблених труб, як було сказано вище, характерні для так званих „сухих” градиєнтів поверхневого типу, що застосовуються у системах охолодження

технічної або зворотної води. Крім того, у зв'язку з високою вартістю природного газу і, як наслідок - тотальна його економія в Україні, веде до зниження потужностей водогрійних котлів, що в свою чергу призводить до зниження швидкостей відхідних газів у трубчастих теплообмінних поверхнях до 2-3 м/с. Тому створення розрахункових співвідношень для визначення коефіцієнтів аеродинамічного опору пакетів труб різного поперечного профілю в області низьких швидкостей омивання їх повітряним потоком є першорядним завданням при створенні, проектуванні та реконструюванні різноманітних теплообмінних пристроїв і зокрема, „сухих” систем охолодження, економайзерів-утилізаторів, апаратів повітряного охолодження та іншого теплообмінного обладнання.

Попередній аналіз отриманих експериментальних даних і існуючого в літературі досвіду узагальнення результатів досліджень аеродинамічного опору різноманітних трубчастих теплообмінних поверхонь показав, що при обробці дослідних даних з опору пакетів ребристих труб в якості основного параметру, який враховує вплив геометрії оребrenних труб, доцільно приймати коефіцієнт оребrenня ψ [87-89] або приведену довжину H/F [90-94]. При цьому числа Рейнольдса рекомендується визначати за поперечним розміром плоскоовальної труби d_1 . В якості параметра, який враховує залежність опору від геометрії розміщення труб в пакетах слід використовувати параметр S_1/S_2 (відношення поперечного кроку труб до поздовжнього). Параметр S_1/S_2 , як ідентифікатор розміщення труб, має переваги в порівнянні з відносними кроками S_1/d_1 S_2/d_2 , так як скорочує число змінних в узагальнюючих формулах та підвищує їх точність і універсальність [59, 91-94].

Експериментальні дослідження аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб з неповним оребrenням (рис. 4.11) при поперечному їх обтіканні повітряним потоком здійснювалися в аеродинамічній трубці розімкненого типу прямокутного перерізу (див. розділ

2). Досліджувався один типорозмір труби, який використовувався і в дослідженнях теплообміну (табл. 3.1).

Дослідження аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних оребрених труб виконані в діапазоні чисел Рейнольдса $600 < Re_{d_1} < 20000$, що відповідає інтервалу швидкостей у „живому” перерізі пакету $(0,6 - 20)$ м/с [95]. За визначальний розмір в числах Рейнольдса приймався поперечний розмір несучої труби d_1 . За розрахункову швидкість повітря в числах Re і Eu приймалася швидкість в найбільш вузькому поперечному „живому” перетині пакета.

Результати цих досліджень подані в логарифмічних координатах у вигляді залежностей $Eu_0 = f(Re_{d_1})$ на рис. 4.17. Як видно, в області $Re_{d_1} < 3000$ дослідні значення чисел Ейлера мають більший кут нахилу, ніж числа Ейлера в області $Re_{d_1} > 3000$, тобто при $Re_{d_1} \approx 3000$ настає очевидна зміна режиму течії при омиванні пакетів труб [95].

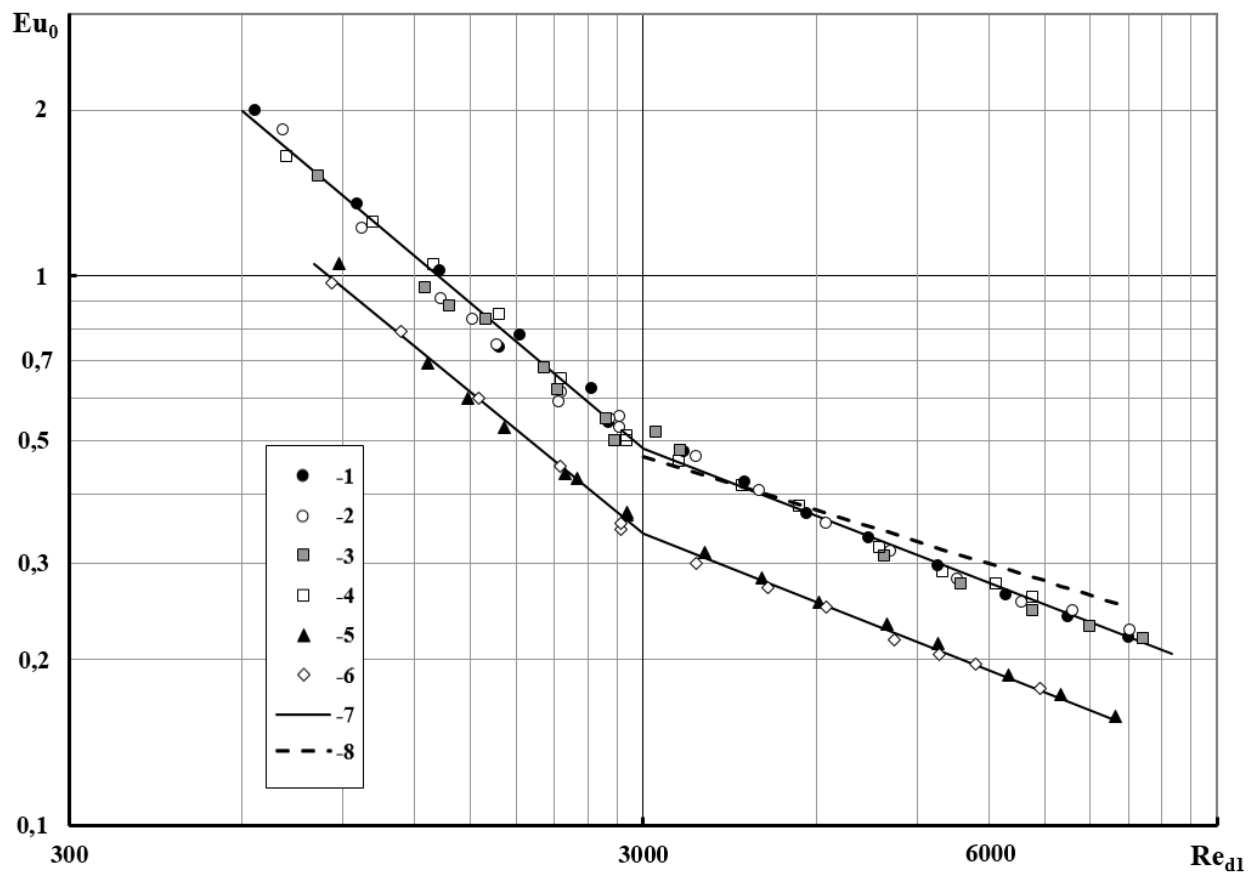
Дослідні дані з аеродинамічного опору достатньо добре узагальнюються степеневою залежністю для областей, як при $Re_{d_1} > 3000$, так і при $Re_{d_1} < 3000$:

$$Eu_0 = C_s \cdot Re_{d_1}^{-n}. \quad (4.7)$$

В області чисел Рейнольдса $3000 < Re_{d_1} < 20000$ дані з опору досліджених пакетів труб (табл. 4.5) задовільно корелюються із залежностями, які отримані в роботі [87] (рис. 4.17).

Таблиця 4.5 – Геометричні характеристики пакетів труб та дослідні постійні n , C_S в формулі (3.13) для $600 < Re_{d_1} < 3000$

№ пучка	S_1 мм	S_2 мм	S_1/S_2	n	C_S
1	60,0	100,0	0,600	0,896	624,4
2	60,0	67,0	0,896	0,889	571,5
3	64,5	60,0	1,075	0,877	520,3
4	101,3	80,0	1,266	0,861	487,8
5	86,0	60,0	1,433	0,891	414,0
6	111,3	60,0	1,855	0,860	310,6



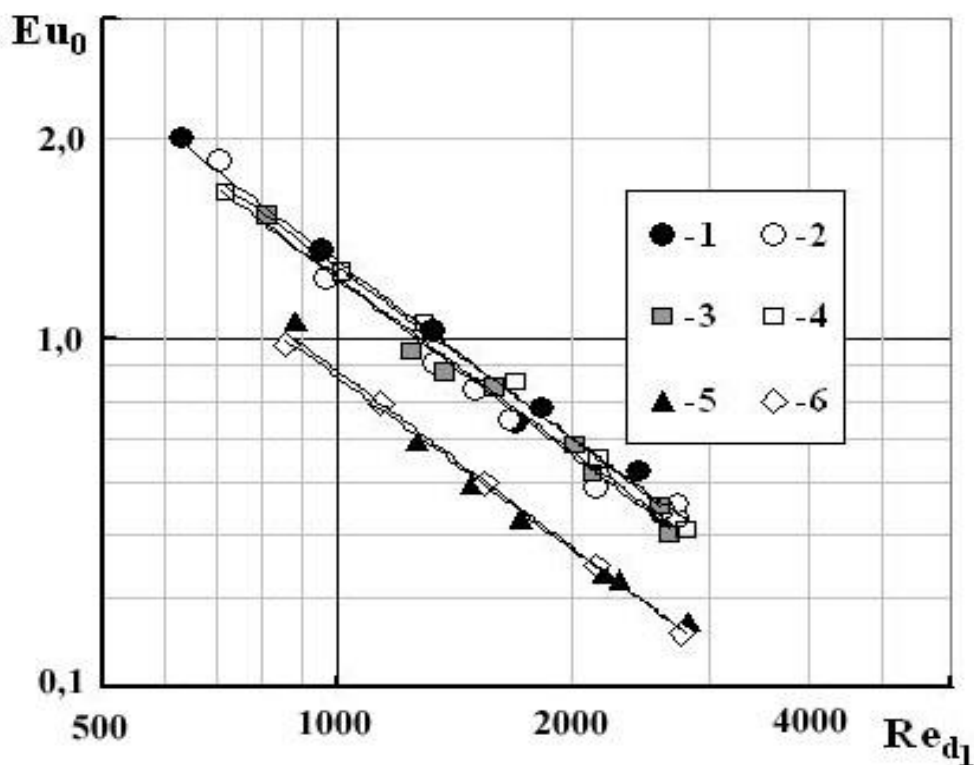
1- пакет №1; 2 – пакет №2; 3 - пакет №3; 4 - пакет №4;

5 - пакет №5; 6 - пакет №6; 7 – осереднені криві; 8 – дані [87]

Рисунок 4.17 – Залежність чисел Ейлера від чисел Рейнольдса

при $600 < Re_{d_1} < 20000$

Для більш детального аналізу впливу змінення геометричних характеристик пакету труб, на рис. 4.18 представлені експериментальні дані залежності чисел Ейлера від чисел Рейнольдса досліджених пакетів труб (табл. 3.3) в області $Re_{d_1} < 3000$.



1- пакет №1; 2 – пакет №2; 3 - пакет №3; 4 - пакет №4;

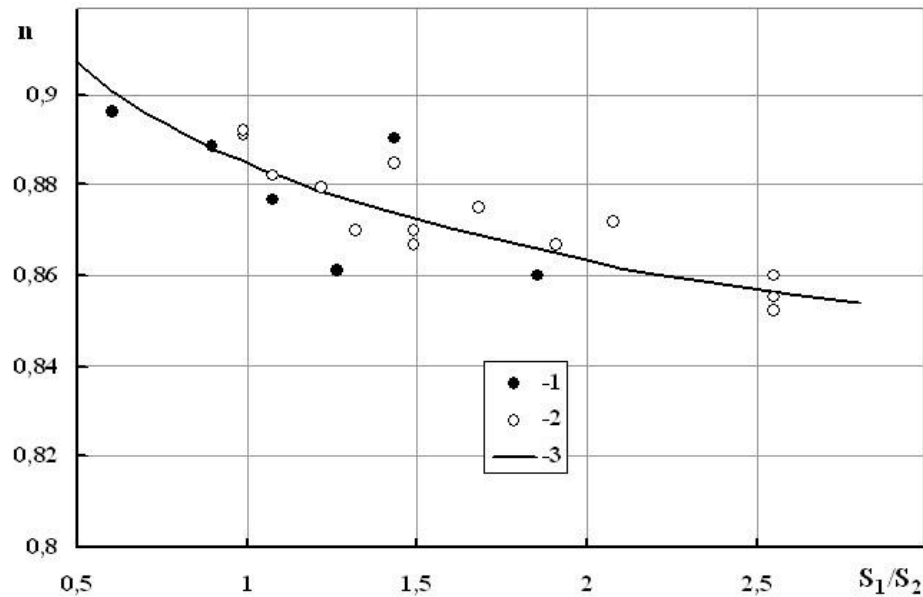
5 - пакет №5; 6 - пакет №6

Рисунок 4.18 – Залежність чисел Ейлера від чисел Рейнольдса при $600 < Re_{d_1} < 3000$

Представлені на цьому рисунку дані свідчать про їх розшарування за параметром розміщення S_1/S_2 . Для пакетів труб №№ 1-4, які мають відношення кроків S_1/S_2 0,6...1,266, розшарування даних набувають мінімальних значень, а для $S_1/S_2 > 1,266$ - більших значень. Із зростанням S_1/S_2 від 0,6 до 1,855 числа Ейлера зменшуються на 35...40% в усьому діапазоні чисел Рейнольдса $600 < Re_{d_1} < 3000$.

Показник степені n при числі Рейнольдса у формулі (4.7) також зменшується із зростанням S_1/S_2 , але більш повільно в діапазоні від 0,9 до

0,86 (рис. 4.19). Дослідами встановлено, що для досліджених типорозмірів пакетів (табл. 4.5) і для пакетів з [87] n не залежить від коефіцієнта оребрення ψ .



1 – значення n , табл.3.3; 2 – екстрапольовані значення n в область

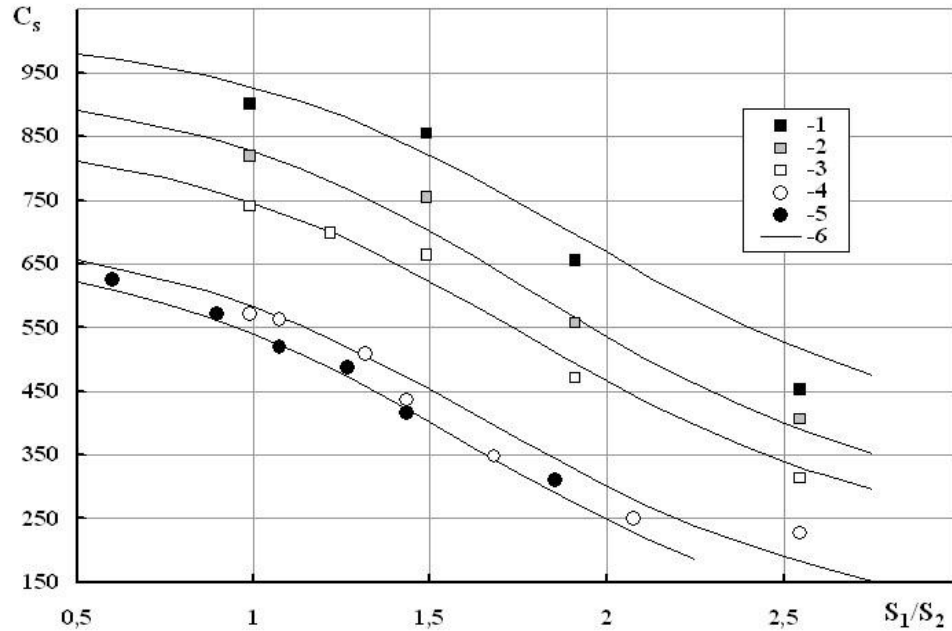
$Re_{d_1} < 3000$ [87]; 3 – розрахункова крива

Рисунок 4.19 – Залежність показника степені n в формулі (4.7) від параметра S_1/S_2 при $600 < Re_{d_1} < 3000$

Коефіцієнт C_S суттєво зменшується із зростанням S_1/S_2 приблизно у 2 рази, як для досліджених пакетів труб (табл. 4.5), так і для пакетів з [87] при однакових коефіцієнтах оребрення ψ (рис. 4.20). Залежність величин коефіцієнтів C_S від параметру S_1/S_2 підпорядковується закону „гіперболічного” тангенсу.

Представлені на цьому ж рисунку дані свідчать також про розшарування дослідних (табл. 4.5) та залучених з [87] і екстрапольованих в область $Re_{d_1} < 3000$ величин C_S за коефіцієнтом оребрення ψ . Тобто, коефіцієнт C_S залежить, як від відношення кроків між трубами, так і від коефіцієнта оребрення ψ .

Похибка дослідних даних на рисунках 4.19 та 4.20, що відповідають розкиду значень по відношенню до усереднених апроксимуючих кривих для показника n не перевищує $\pm 2\%$, а для коефіцієнта C_S - $\pm(15-20)\%$.



1- 4 – екстрапольовані в область $Re_{d_1} < 3000$ дані [87], $\psi = 21,5$, $\psi = 18,47$,
 $\psi = 17,68$, $\psi = 15,16$, відповідно; 5- досліджені пакети, $\psi = 14,24$;
 6 - розрахункові криві

Рисунок 4.20 – Залежність коефіцієнта C_S у формулі (4.7) від параметра S_1/S_2 в області $600 < Re_{d_1} < 3000$:

З урахуванням отриманих даних з аеродинамічного опору (табл. 4.5, рис. 4.19 та 4.20) та залучених і екстрапольованих в область $Re_{d_1} < 3000$ даних [87], співвідношення для розрахунків значень n та C_S набувають вигляд

$$n = 0,885 \cdot \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{-0,035}, \quad (4.8)$$

$$C_S = -320 \cdot \operatorname{th} \left[\frac{S_1}{S_2} - (0,695 \cdot \ln(\psi) - 0,223) \right] + (810 \cdot \ln(\psi) - 1790). \quad (4.9)$$

Таким чином, за результатами експериментальних досліджень отримана нова система рівнянь (4.7)-(4.9), що дозволяє в інтервалі малих чисел Рейнольдса $600 < Re_{d_1} < 3000$ розраховувати коефіцієнти аеродинамічного опору шахових пакетів плоскоовальних труб з неповним поперечним оребренням в діапазоні змінення ψ від 14 до 21,5 та S_1/S_2 від 0,6 до 2,5. Похибка розрахункової формули (4.7) не перевищує $\pm 20\%$.

4.3 Коефіцієнт ефективності ребра плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах вільної конвекції і природної тяги

Коефіцієнт ефективності ребра E – важливий параметр інтенсифікації теплообміну, який застосовується у розрахунках теплообмінних пристроїв з труб з різними типами ребер. Тому його обґрунтоване визначення є важливою задачею для розробників і конструкторів при проектуванні розвинених поверхонь теплообміну.

Згідно із законами теплопередачі, тепловий потік, який передається через стінку від одного теплоносія до іншого прямо пропорційний площі стінки і температурному перепаду між теплоносіями. Якщо поверхню гладкої стінки з боку меншого коефіцієнту тепловіддачі збільшити за допомогою встановлення на ній ребер, то слід чекати збільшення теплового потоку майже пропорційно зростанню площі тепловіддачі. Але, зважаючи на наявність термічного опору ребра і, як наслідок, зміни температури від основи до його вершини, ефективний температурний перепад між оребреною частиною стінки і омиваючою її рідиною знизиться. Тому загальне збільшення теплового потоку буде менше очікуваного. Для зручнішого розрахунку тепловіддачі оребреної поверхні введено поняття коефіцієнта ефективності ребра, який є показником досконалості оребрення.

Загальний тепловий потік від ребристої стінки визначається співвідношенням:

$$Q = Q_P + Q_{TP} = \alpha_k \theta_0 E H_P + \alpha_0 \theta_0 H_{TP}. \quad (4.10)$$

У цьому виразі α_k – коефіцієнт тепловіддачі ребра, званий конвективним; α_0 – коефіцієнт тепловіддачі гладкої частини труби; H_P , H_{TP} – відповідно площі поверхонь ребер і гладкої частини несучої труби; θ_0 – різниця температур основи ребра і оточуючої рідини.

Якщо в якості коефіцієнта тепловіддачі умовно ввести усереднене його значення α_{np} , яке враховує тепловіддачу від поверхні ребра, поверхні неоребреної частини труби, а також ефективність роботи ребра, то вираз (4.11) можна записати таким чином:

$$Q = \alpha_{np} \theta_0 H. \quad (4.12)$$

У виразі (4.12) H – повна поверхня оребреної труби. Приймаючи, що $\alpha_0 \cong \alpha_k$, отримаємо вираз для визначення α_{np} .

$$\alpha_{np} = \alpha_k \left(\frac{H_P}{H} E + \frac{H_{TP}}{H} \right). \quad (4.13)$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі враховує термічний опір теплопровідності, обумовлений формою, перетином, матеріалом ребра і термічний опір конвективної тепловіддачі при омиванні ребристої поверхні теплоносієм. Для ребер складної форми важко отримати вираз для розрахунку значень E аналітичним шляхом. В цих випадках, до яких належить вид оребрення, що розглядається в даній роботі, використовують експериментальний підхід.

Дослідні значення E визначають з виразу (4.13) при експериментальному дослідженні теплообміну шахових і коридорних пучків плоскоовальних труб з неповним оребренням. На основі значень

конвективних і приведених коефіцієнтів тепловіддачі, що обчислюються за формулами (4.14), (4.15) безпосередньо за результатами вимірювань температурного поля ребра і стінки труби біля кореня ребра

$$\alpha_k = \frac{Q}{(\bar{t}_{нов} - \bar{t}_e)H}, \quad (4.14)$$

$$\alpha_{np} = \frac{Q}{(\bar{t}_{cm} - \bar{t}_e)H}. \quad (4.15)$$

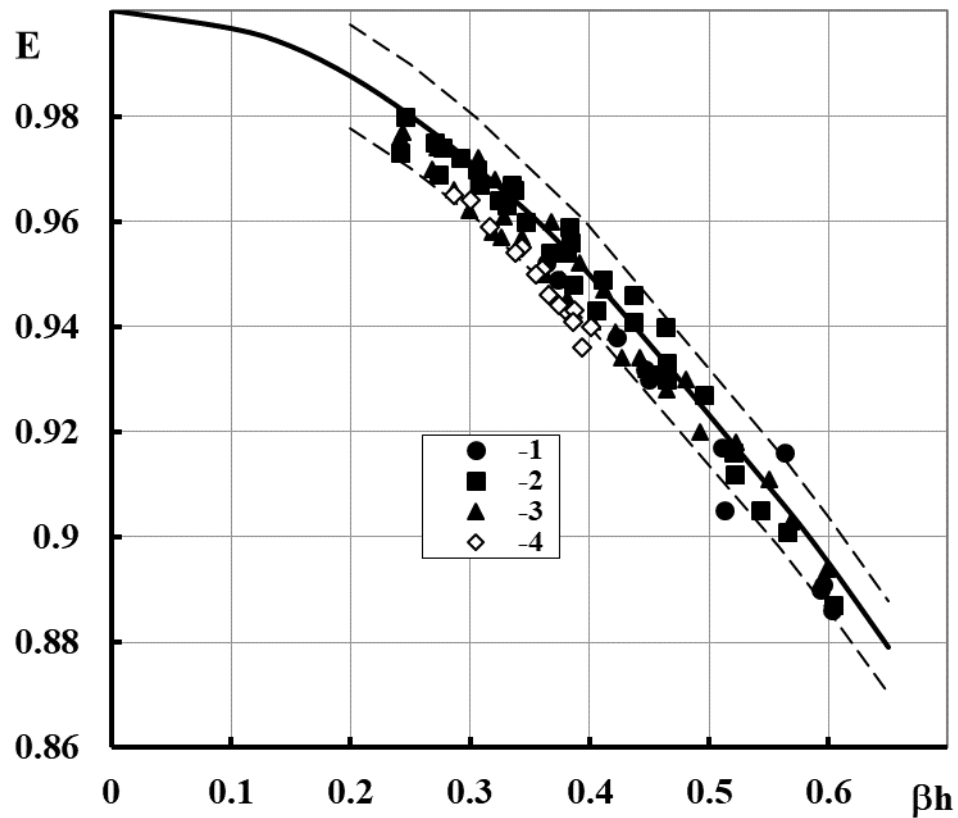
На рис. 4.21 наведено порівняння експериментальних значень коефіцієнту ефективності ребра в умовах вільної конвекції і природної тяги однорядного пакету, дворядного шахового пакету, дворядного коридорного пакету, одиночної труби з розрахунковою залежністю 4.16, в якій умовна висота ребра визначається за формулою 4.18, що отримана авторами [96] для роботи плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах вимушеної конвекції ($Re \ 3 \div 20 \cdot 10^3$).

$$E = \frac{th(\beta h_y)}{\beta h_y}, \quad (4.16)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2\alpha_k}{\delta \cdot \lambda}} \quad (4.17)$$

$$h_y = \left(h + \frac{\delta}{2}\right) \left[1 + b \cdot (1 + 2L_k) \cdot \ln\left(\frac{1}{L_k}\right)\right], \quad (4.18)$$

де $L_k = l_k / l_p$ - відносна довжина лінії контакту ребра з плоскоовальною трубою (рис. 4.22).



1 – однорядний пакет; 2 – дворядний шаховий пакет; 3 – дворядний коридорний пакет; 4 – одиночна труба; 5 – розрахункова залежність (4.16)
Рисунок 4.21 – Коефіцієнт ефективності ребра при роботі плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах вільної конвекції і природної тяги

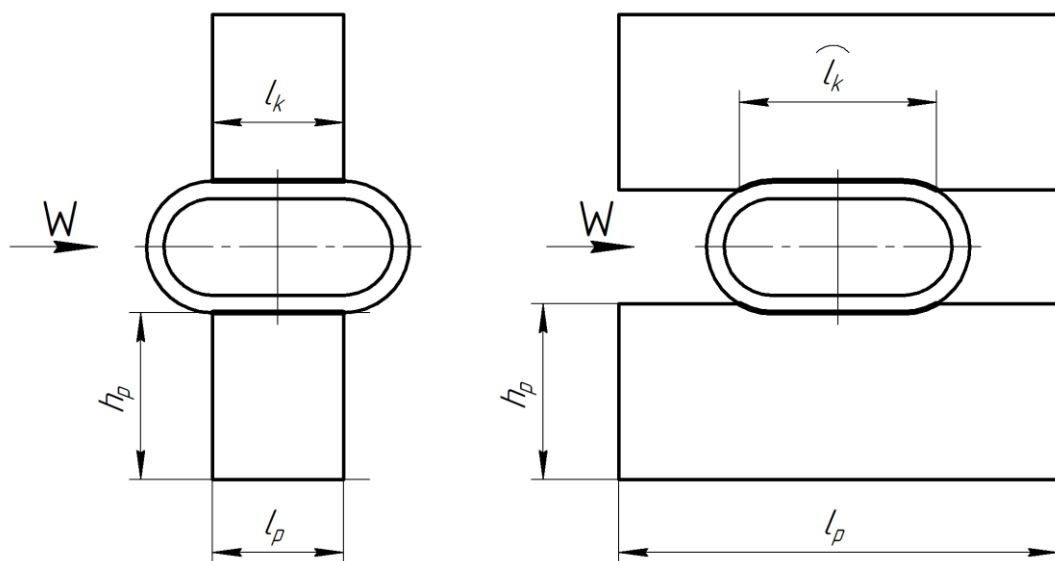


Рисунок 4.22 – Неповне оребрення труб плоскоовального профілю

Як видно з рис. 4.21, відмінність отриманих експериментальних даних від розрахункової формули (4.18) складає $\pm 2\%$, що свідчить про можливість її використання для умов вільної конвекції, природної тяги та вимушеної конвекції.

Зважаючи на високі значення коефіцієнту ефективності ребра при роботі плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах вільної конвекції та природної тяги, можна зробити висновок про доцільність подальшого розвитку висоти ребра до значень 25...30 мм (за умови виготовлення таких труб з вуглецевої сталі 08кп) для збільшення кількості теплоти, що відводиться з одиниці довжини такої оребреної труби, так як при таких значеннях висоти ребра буде спостерігатися значне збільшення поверхні теплообміну при незначному зменшенні коефіцієнту ефективності ребра.

5 ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ТЕЧІЇ ТА ПОЛІВ ОСЕРЕДНЕННОЇ ШВИДКОСТІ В ПАКЕТАХ ОРЕБРЕНИХ ТРУБ ЗРУЧНООБТІЧНОЇ ФОРМИ В УМОВАХ ПРИРОДНОЇ ТЯГИ

Попередні розділи свідчать, що плоскоовальні оребрені труби доцільно використовувати не тільки в умовах вимушеної конвекції але і в умовах вільної конвекції та природної тяги. Тому, для того щоб докладно проаналізувати і обґрунтувати отримані вище результати з теплообміну пакетів плоскоовальних труб проводились дослідження структури течії та полів осередненої швидкості в них [97].

Експеримент, як фізичний так і обчислювальний виконувався в умовах $q = \text{const}$ методом електрокалориметрування для плоскоовальних оребrenz труб з відносним подовженням профілю $d_2/d_1 = 2,0$.

Під структурою течії зазвичай розуміють візуалізацію течії при омиванні потоком оребреної поверхні, поля температур, тисків, швидкостей і їх пульсацій. Наявними експериментальними методами таку задачу вирішити складно, тому було проведено фізичний експеримент з метою визначення поля осередненої швидкості і температури потоку за плоскоовальними оребrenz трубами в умовах природної тяги, а потім за допомогою CFD-моделювання визначалися ті характеристики потоку, які неможливо отримати за допомогою фізичного дослідження.

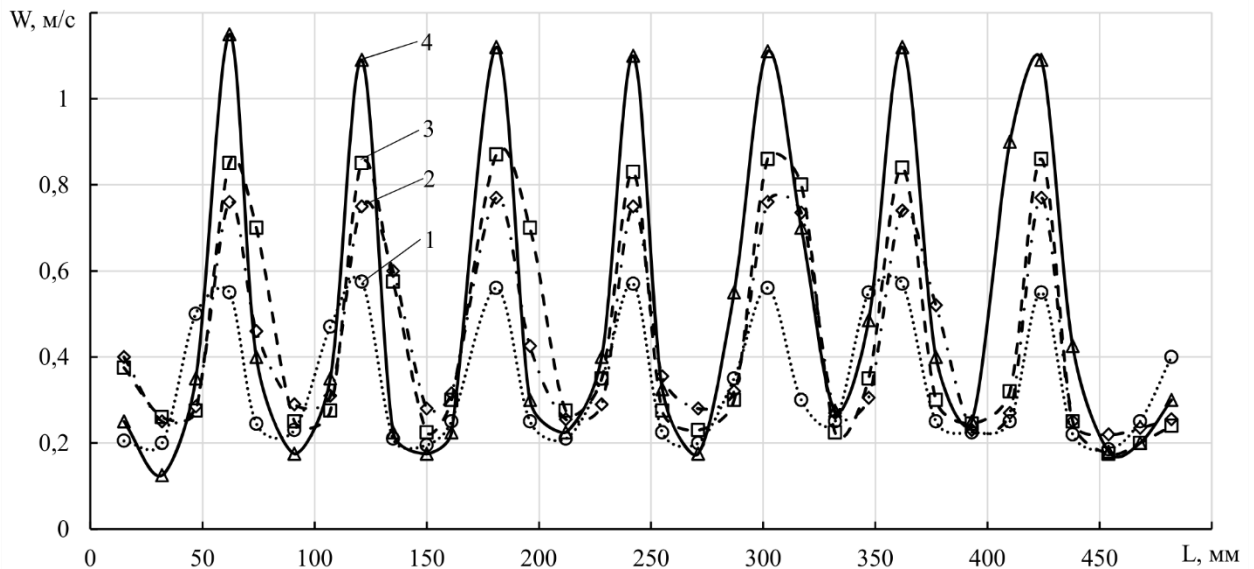
Результати фізичного експерименту дозволили не тільки оцінити інтегральні характеристики течії і теплообміну для теплообмінної секції, але і виконати верифікацію CFD-моделі, що дозволило більш точно проаналізувати процеси, які відбуваються в плоскоовальних оребrenz трубах в умовах природної тяги.

5.1 Результати експериментальних досліджень розподілів швидкостей і температур потоку за оребренними трубами зручнообтічної форми в умовах природної тяги

У фізичному експерименті аналіз структури течії у вигляді полів осередненої швидкості і температури потоку за трубами теплообмінної секції, проводився за допомогою термоанемометра. Вимірювання проводились над теплообмінною секцією на відстані 75 мм від верхнього торця ребра плоскоовальної труби в умовах наявності над теплообмінною секцією витяжної башти (коробчастої прямокутної конструкції висотою 1 м) та без неї. Теплообмінна секція складалася з однорядного і дворядного коридорного і шахового пучків оребrenних плоскоовальних труб. Схема вимірювання приведена у розділі 2.

На рис. 5.1 представлені результати розподілу швидкостей за однорядним пучком плоскоовальних труб з неповним оребrenням. Аналіз приведених даних свідчить, що отримані дані можна апроксимувати періодичною функцією, яка має мінімуми та максимуми. Максимуми збігаються з центром зазору між ребрами поряд розташованих труб, а мінімуми розташовані безпосередньо за плоскоовальною трубою (по центру „міделевого” перерізу плоскоовальної труби). Також необхідно відмітити, що зі збільшенням теплового навантаження збільшується і швидкість потоку. Так для теплової потужності $Q = 175$ Вт (на одну трубу ряду), швидкість потоку в міждтрубному зазорі становить до 1,1 м/с, а в аеродинамічній тіні за плоскоовальною трубою 0,2 м/с. При навантаженні Q 150, 100 і 50 Вт, швидкості потоку знижуються і становлять відповідно 0,85 м/с і 0,24 м/с, 0,7 м/с і 0,24 м/с та 0,5 м/с і 0,2 м/с. Можна припустити, що за плоскоовальною трубою утворюється вихор, при цьому середня швидкість потоку в цій області мало залежить від теплового навантаження. Наявність максимуму швидкості в області між торцями ребер розташованих поряд труб пов'язана з тим, що ця область має найменший аеродинамічний опір. Дійсно,

з фізичної точки зору, при омиванні потоком оребреної плоскоовальної труби, на поверхні ребер і на поверхні самої труби починають розвиватися примежові шари, які перегороджують і без того вузький міжреберний канал. Тому основний потік направляється в канал утворений торцями ребер, розташованих поряд труб.

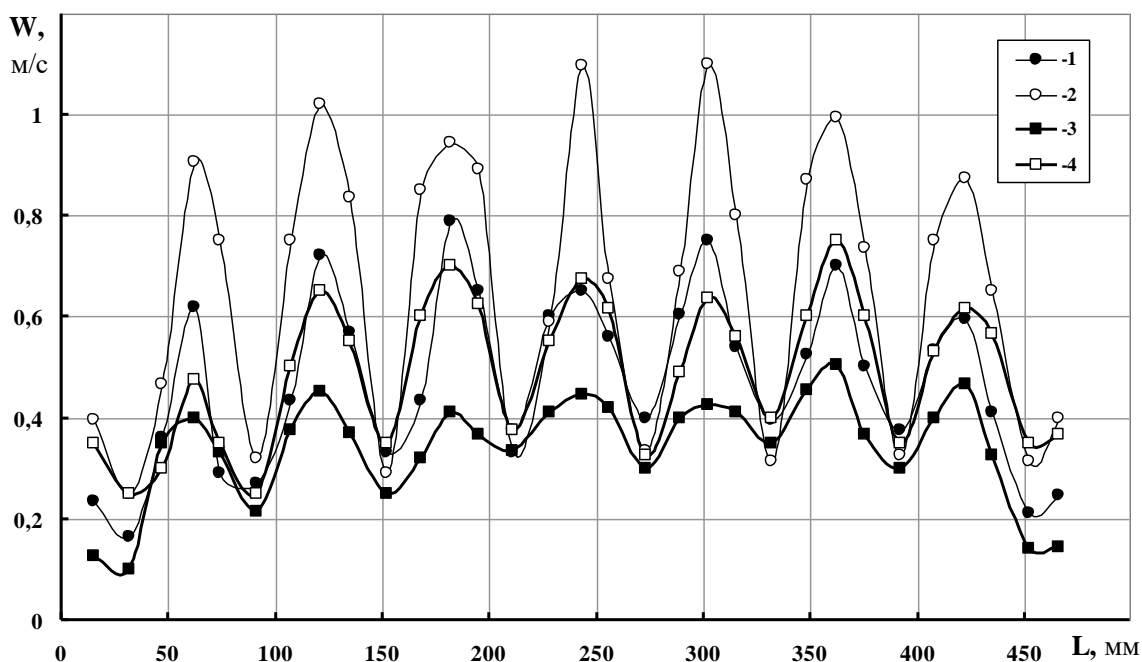


1 – $Q = 50$ Вт; 2 – $Q = 100$ Вт; 3 – $Q = 150$ Вт; 4 – $Q = 175$ Вт.

Рисунок 5.1 – Розподіл швидкості потоку по ширині теплообмінної секції однорядного пучка в умовах природної тяги

Зазвичай, теплообмінні секції, наприклад, в "сухих" градирнях складаються не з одного ряду труб, а з декількох рядів, в них труби можуть розташовуватись, як в шаховому, так і в коридорному порядку. Крім того, важливо оцінити, як впливає на інтенсивність теплообміну при вільній конвекції наявність природної тяги. Для її дослідження автори використали витяжний короб (далі башта), який встановлювався над теплообмінною секцією. На рис. 5.2 і 5.3 представлені результати вимірювання полів швидкостей над теплообмінною секцією дворядного коридорного і шахового пучків оребрених труб. Для обох компоновок труб поздовжній S_1 і поперечний S_2 кроки між трубами були однаковими і становили 60 мм.

Результати приведені для двох теплових режимів $Q = 100$ Вт і $Q = 50$ Вт при наявності природної тяги (витяжної башти) і без неї (без витяжної башти).



1 – $Q = 50$ Вт в умовах природної тяги; 2 – $Q = 100$ Вт в умовах природної тяги; 3 – $Q = 50$ Вт в умовах вільної конвекції; 4 – $Q = 100$ Вт в умовах вільної конвекції

Рисунок 5.2 – Розподіл швидкості потоку по ширині над теплообмінною секцією з дворядного коридорного пучка оребрених плоскоовальних труб

Згідно приведених на рис. 5.2 даних для коридорного компонування оребрених плоскоовальних труб характерне незначне збільшення швидкості потоку в центральній частині теплообмінної секції, причому, відхилення швидкостей між центром і периферією становить близько 7-8%). При цьому, абсолютні значення швидкості потоку також, в середньому, на 7 % вищі за швидкості потоку для однорядного пучка труб.

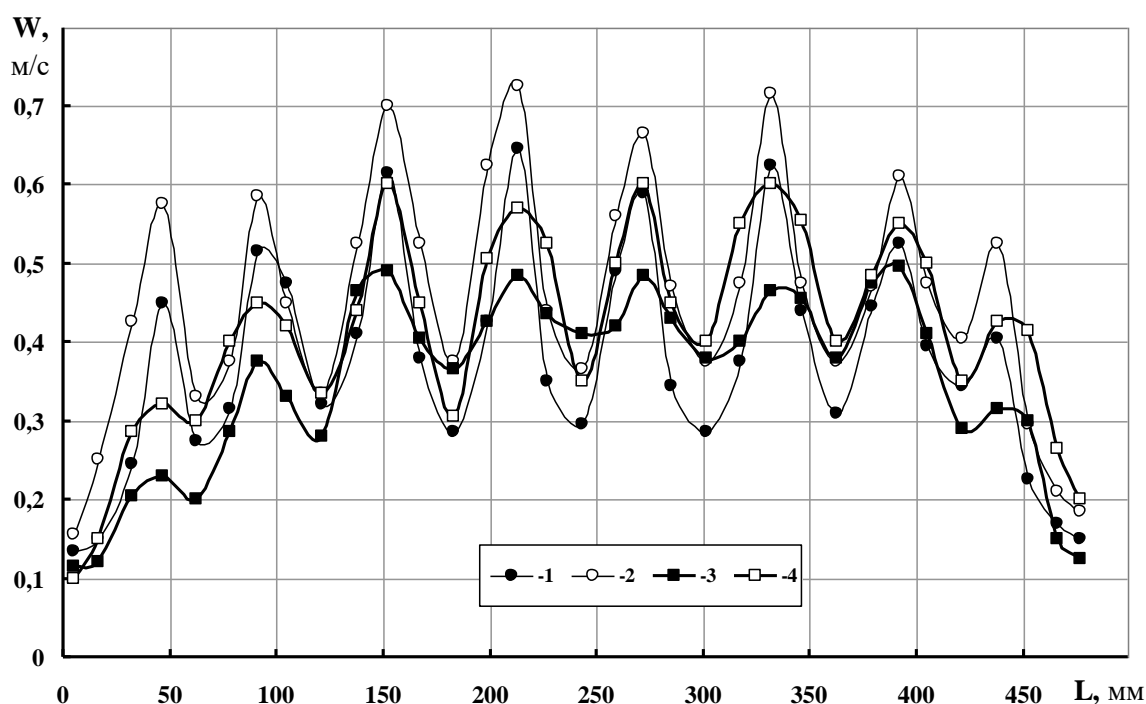
Необхідно також відмітити, що наявність витяжної башти над теплообмінною секцією значно інтенсифікує теплообмін в умовах природної тяги. Так, при однакових теплових навантаженнях $Q = 100$ Вт, швидкість потоку між двома трубами становить 1,1 м/с при встановленій витяжній

башти, і 0,68 м/с без неї. Тобто, при наявності витяжної башти швидкість потоку збільшується на (35-40) %. В області за несучою трубою значення швидкостей в обох випадках (з баштою і без башти) практично однакові. При теплових навантаженнях $Q = 50$ Вт швидкість потоку над секцією напіввідкритого каналу, що утворений поміж ребрами сусідніх двох труб, досягає 0,66 м/с при наявності витяжної башти і 0,44 м/с без неї. У відсотковому відношенні підвищення швидкості потоку в цьому випадку становить (30-35) %. Тому можна констатувати, що наявність витяжної башти над теплообмінною секцією дозволяє істотно збільшити швидкість потоку в ній, внаслідок чого інтенсивність теплообміну збільшується у (1,5-2) рази (див.розділ 4).

Аналіз розподілів швидкості потоку по ширині теплообмінної секції для дворядного шахового пучка оребрених плоскоовальних труб (рис. 5.3) свідчить, що швидкість потоку поблизу труб, які знаходяться в центрі пучка вища (≈ 16 %), ніж на периферії. Такий результат пояснюється тим, що в другому по ходу потоку ряді розташовувалися половинки оребрених плоскоовальних труб, які не обігрівались. Згадані половинки труб необхідні для того щоб в аеродинамічному відношенні змодельовати „нескінчений” шаховий пакет, але це в свою чергу не дало змоги налаштувати обігрів цих труб. Це пояснює асиметрію полів швидкостей біля стінки теплообмінної секції.

Співставлення даних, приведених на рис. 5.2 і 5.3, свідчить, що рівень швидкостей потоку шахового пакету труб декілька нижчий ніж коридорного. Це можна пояснити тим, що у випадку шахового компонування пакету потоку доводиться оминати оребрену плоскоовальну трубу з обох боків, а не відразу направлятися у напіввідкритий канал, утворений ребрами поряд розташованих труб, як у випадку коридорного компонування. Крім того, при коридорному компонуванні пакету, на збільшення швидкості позитивно впливає наявність проміжку між двома сусідніми оребреними трубами. Потік, що потрапляє в таку порожнину, яка утворена примежовими шарами,

що розвиваються на поверхнях ребер сусідніх труб, рухається як у витяжному каналі. Внаслідок зміни густини потоку під дією різниці температур виникає природна тяга, яка тим інтенсивніша, чим вищий температурний напір та висота каналу. У зв'язку зі сказаним можна припустити, що аеродинамічний опір шахового пучка труб є вищим ніж у коридорного.



1 – $Q = 50$ Вт в умовах природної тяги; 2 – $Q = 100$ Вт в умовах природної тяги; 3 – $Q = 50$ Вт в умовах вільної конвекції;
4 – $Q = 100$ Вт в умовах вільної конвекції

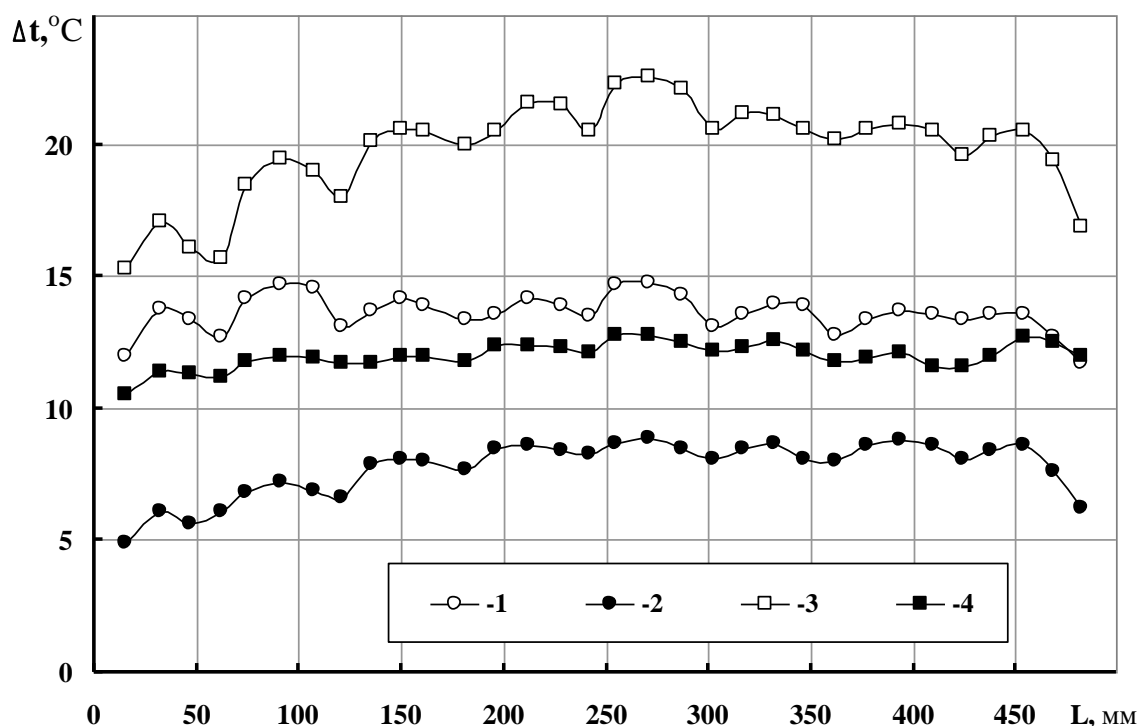
Рисунок 5.3 – Розподіл швидкості потоку по ширині теплообмінної секції для дворядного шахового пучка оребрених плоскоовальних труб

Абсолютні значення швидкості потоку у шаховому пучку на (10-15)% нижчі ніж у коридорному компонуванні пакету. Аналіз рис. 5.3 також свідчить про те, що встановлення витяжної башти над теплообмінною секцією дозволяє збільшити швидкість потоку в ній на (20-25)%. Так, в центрі пучка при теплових навантаженнях $Q = 100$ Вт швидкість потоку у

напіввідкритому каналі між ребрами двох сусідніх труб становить 0,73 м/с при встановленому витяжному коробі і 0,57 м/с без нього. Для $Q = 50$ Вт швидкість потоку в тій же області досягає 0,65 м/с при встановленому витяжному коробі і 0,48 м/с без нього. У відсотковому відношенні підвищення швидкості потоку в першому випадку становить 22 %, а в другому – 26 %. Тобто стрибки швидкостей над напіввідкритим каналом між сусідніми трубами і несучими плоскоовальними трубами для шахового пакету більш згладжені ніж для коридорного.

На рис. 5.4 представлені результати вимірювання температурного напору повітря між входом і виходом з теплообмінної секції. Аналіз рис. 5.4 свідчить про незначні флуктуації температури при теплових навантаженнях труби 100 Вт, але загалом тенденція розподілів температур при всіх досліджених режимах подібна.

Рис. 5.4 свідчить, що встановлення витяжної башти впливає на середню температуру потоку за теплообмінною секцією. Так, при встановленій витяжній башті для навантаження $Q = 100$ Вт, середній температурний напір на теплообмінну секцію складає 14 °С, а в разі відсутності башти це значення зростає до 21 °С. Необхідно відмітити, що наявність витяжної башти дозволяє отримати різницю між виміряними температурними напорами для теплових навантажень, як для 100 Вт, так і для 50 Вт у 7 °С. Якщо витяжна башта не встановлена, то температурний напір при максимальному і мінімальному тепловому навантаженні відрізняються у середньому на 10 °С. У відсотковому еквіваленті ця різниця складає 30 %. Зменшення температурного напору між входом і виходом з теплообмінної секції при встановленні витяжної башти, для однакових теплових навантажень свідчить про інтенсифікацію процесів теплообміну, що протікають в ній.



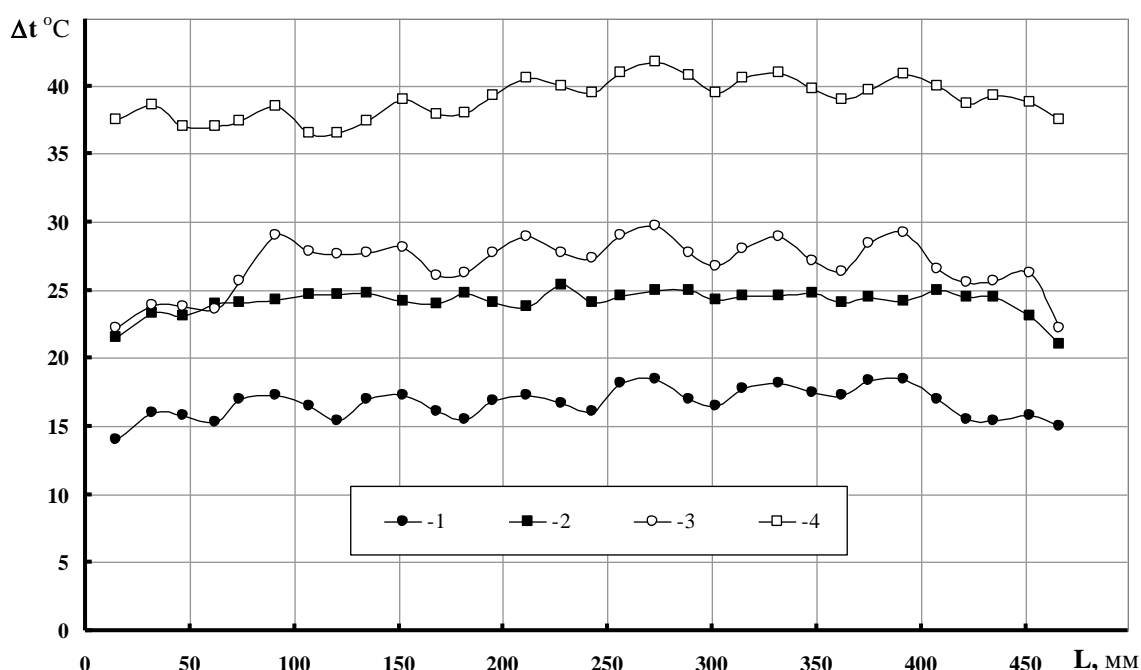
1 – $Q = 50$ Вт в умовах природної тяги; 2 – $Q = 100$ Вт в умовах природної тяги; 3 – $Q = 50$ Вт в умовах вільної конвекції;
4 – $Q = 100$ Вт в умовах вільної конвекції

Рисунок 5.4 – Розподіл температурного напору повітря по ширині теплообмінної секції однорядного пучка оребрених плоскоовальних труб

Отримані результати не суперечать відомим теоретичним положенням: зі збільшенням швидкості потоку, інтенсивність тепловіддачі також збільшується, що в свою чергу сприяє зменшенню температури поверхні теплообміну.

Для коридорного дворядного пучка, характерний більш рівномірний, порівняно з однорядним пучком, розподіл температури потоку. Причому, встановлення витяжної башти сприяє зменшенню температурного напору (рис. 5.5) на 37 % для теплових навантажень в 100 Вт і на 50 % для теплових навантажень 50 Вт. Тобто, якщо витяжний короб встановлений, то середній тепловий напір для 100 Вт становить 24 °C, а при його відсутності – 40 °C. Для потужності 50 Вт ці величини складають відповідно 17 і 27 °C.

На рис. 5.6 представлені результати вимірювань температурного напору між входом і виходом з теплообмінної секції, сформованої з дворядного шахового пучка оребрених плоскоовальних труб. Розподіли температур по ширині теплообмінної секції мають вигляд сплющеної параболі. На основі цього можна зробити висновок, що наявність половинок плоскоовальних оребрених труб, які не обігріваються, суттєво впливає на розподіл температур пакету в цілому. Так, перепад температур між крайньою і сусідньою з нею трубою становить $\approx 12^\circ\text{C}$.

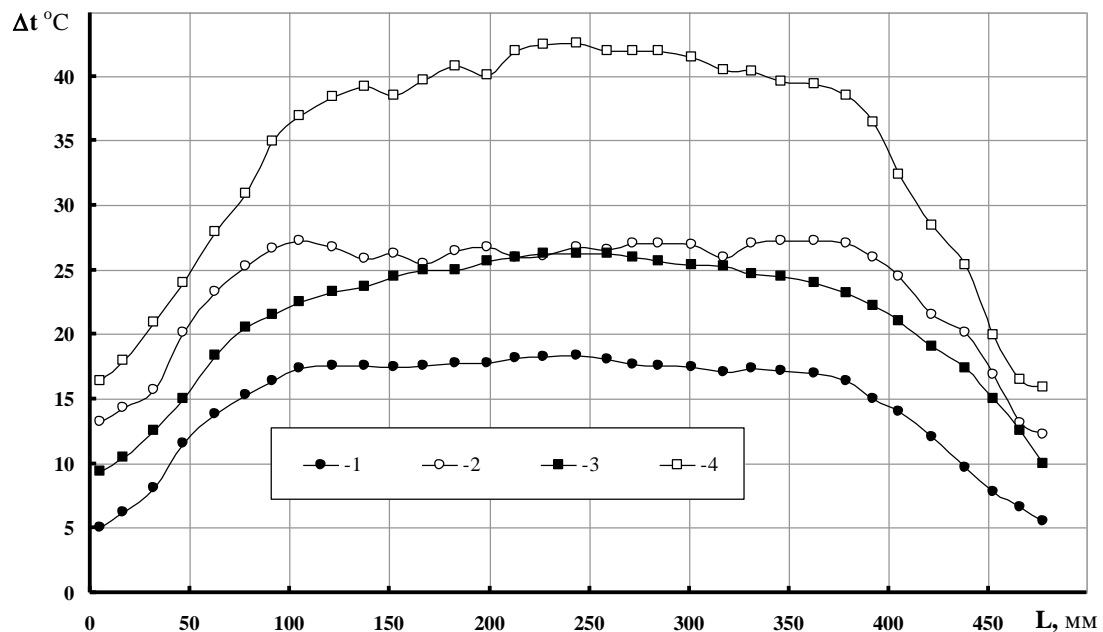


- 1 – $Q = 50$ Вт в умовах природної тяги; 2 – $Q = 100$ Вт в умовах природної тяги; 3 – $Q = 50$ Вт в умовах вільної конвекції;
4 – $Q = 100$ Вт в умовах вільної конвекції

Рисунок 5.5 – Розподіл температурного напору по ширині теплообмінної секції для дворядного коридорного пучка оребрених плоскоовальних труб

Аналіз приведених на рис. 5.6 даних свідчить, що при теплових навантаженнях на одну оребрену трубу в 100 Вт і встановленні витяжної башти, середня температура потоку на виході з теплообмінної секції

становить 24 °С, а без неї – 37 °С. Для теплових навантажень 50 Вт ці величини становлять відповідно 15 °С і 23 °С.



- 1 – $Q = 50$ Вт при наявності витяжної башти; 2 – $Q = 100$ Вт при наявності витяжної башти; 3 – $Q = 50$ Вт без витяжної башти; 4 – $Q = 100$ Вт без витяжної башти

Рисунок 5.6 – Розподіл температури потоку по ширині теплообмінної секції, виготовленої з дворядного шахового пучка оребрених плоскоовальних труб

5.2 CFD-моделювання течії та полів осередненої швидкості в пакетах оребрених труб зручнообтічної форми в умовах природної тяги

Для дослідження розподілу температур, полів осередненої швидкості та структури течії в пакетах плоскоовальних оребрених труб в умовах природної тяги за допомогою CFD моделювання, розроблені скінчено-елементні моделі дослідних труб, які дозволяють провести числову візуалізацію течії поблизу поверхні труб та в сліді за ними, а також отримати розподіли температур і полів осередненої швидкості в міжреберних каналах оребрених труб [97].

Візуалізація течії проводилась на двох серединних площинах (рис. 5.7), одна з яких перпендикулярна вісі плоскоовальної ребреної труби і розташована у міжреберному просторі двох сусідніх ребер, інша паралельна верхнім торцям ребер і знаходиться на відстані 75 мм від них.

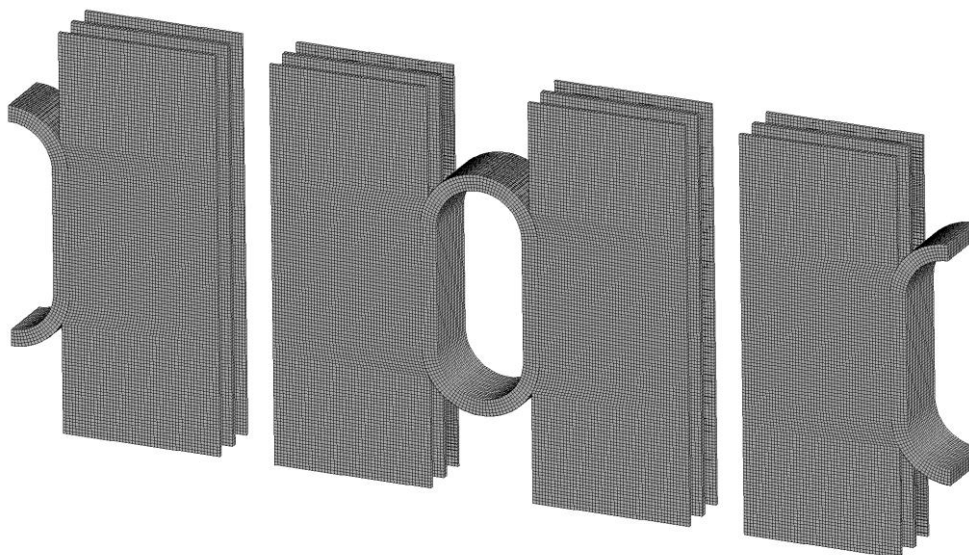


Рисунок 5.7 – Тривимірна модель області вирішення задачі теплопровідності

Температурне поле на поверхні плоскоовальної труби і ребрах, які приварені до неї, відображалось безпосередньо на елементах скінчено-елементної сітки.

При числовому моделюванні структури потоку використовувався підхід Буссінеска, суть якого приведена в розділі 2. Розрахунки проводились в стаціонарній постановці. Геометрія CFD-моделі ребреної плоскоовальної труби, а також крок між трубами ($S_1 = 60$ мм) і висота витяжної башти над торцями ребер (1 м) відповідають проведеному фізичному експерименту. В якості граничних умов задавалися температура потоку на вході в міжреберний канал і густина теплового потоку на внутрішній поверхні плоскоовальної труби. Згадані величини співпадають з вихідними даними фізичного експерименту.

Одним з важливих критеріїв, що впливає на числовий розрахунок є Thermal Expansion Coefficient (коефіцієнт об'ємного розширення β , 1/K) і впливає на результати CFD-моделювання теплообміну у міжреберному каналі оребреної плоскоовальної труби і як наслідок – на розподіл температур на поверхні оребреної труби. За рекомендаціями [46, 70] коефіцієнт об'ємного розширення β розраховувався за температурою потоку на вході в пакет труб.

5.2.1 Результати CFD-моделювання розподілу температур

На рис. 5.8 представлені результати CFD-моделювання розподілу температур на поверхні сталених плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної тяги при підведених 100 Вт теплової потужності на одну трубу. Розподіл температур при інших теплових навантаженнях (50, 150 і 175 Вт), подібний приведеному на рис. 5.8 і відрізняється тільки рівнем температур.

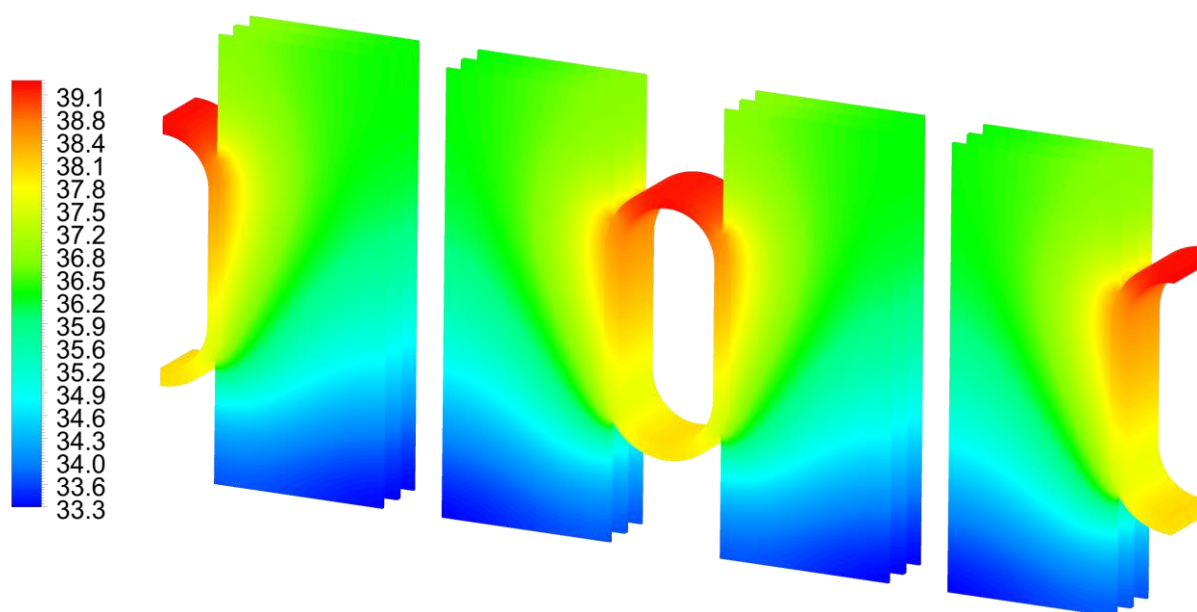


Рисунок 5.8 – Розподіл температур на поверхні оребрених труб для випадку природної тяги при 100 Вт підведеної потужності

Приведений розподіл температур характерний для тіл, що омиваються потоком в поздовжньому напрямку, так як температура металу стінки зменшується по мірі просування потоку вглиб каналу, обмеженого ребрами та основою труби зручнообтічної форми. Отриманий ефект є прогнозованим, так як інтенсивність теплообміну залежить від швидкості потоку, що омиває ту чи іншу ділянку, а при тепловіддачі в умовах вільної конвекції швидкість потоку буде більшою на тій ділянці, що має більшу температуру.

З метою оцінки достовірності результатів CFD-моделювання, проводилась верифікація з експериментальними даними. В експерименті, на поверхні дослідної труби розташовувалось 8-м термопар (рис. 5.9). На рисунку біля відповідного номера термопари шрифтом червоного кольору нанесені дані числового моделювання, чорним – експериментальні значення.

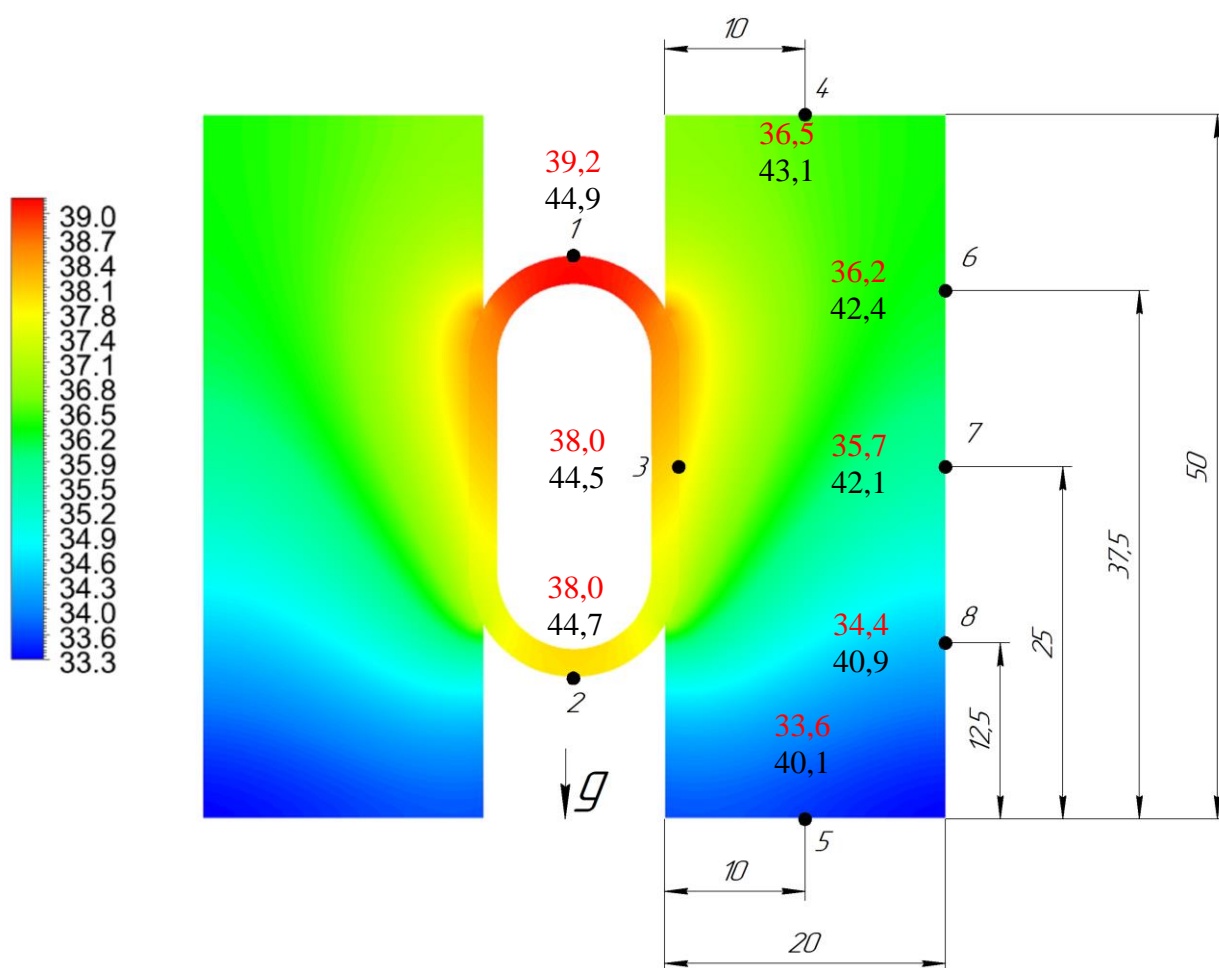


Рисунок 5.9 – Верифікація CFD-моделі за показами термопар при 100 Вт підведеної потужності в умовах природної тяги

Як свідчить рис. 5.9 дані обчислювального і фізичного експерименту відрізняються на 5,7-6,7 °С. Різниця в розподілі температур для потужностей 100, 150 і 175 Вт подібні і відрізняються тільки рівнем температур.

При збільшенні підведеної потужності, різниця між значеннями температур біля кореня ребра та на торцях ребра збільшується. Так, для випадку підведених 150 Вт потужності на торці ребра похибка становить (9-10) °С, а для теплових навантажень 175 Вт вже складає (12-14) °С.

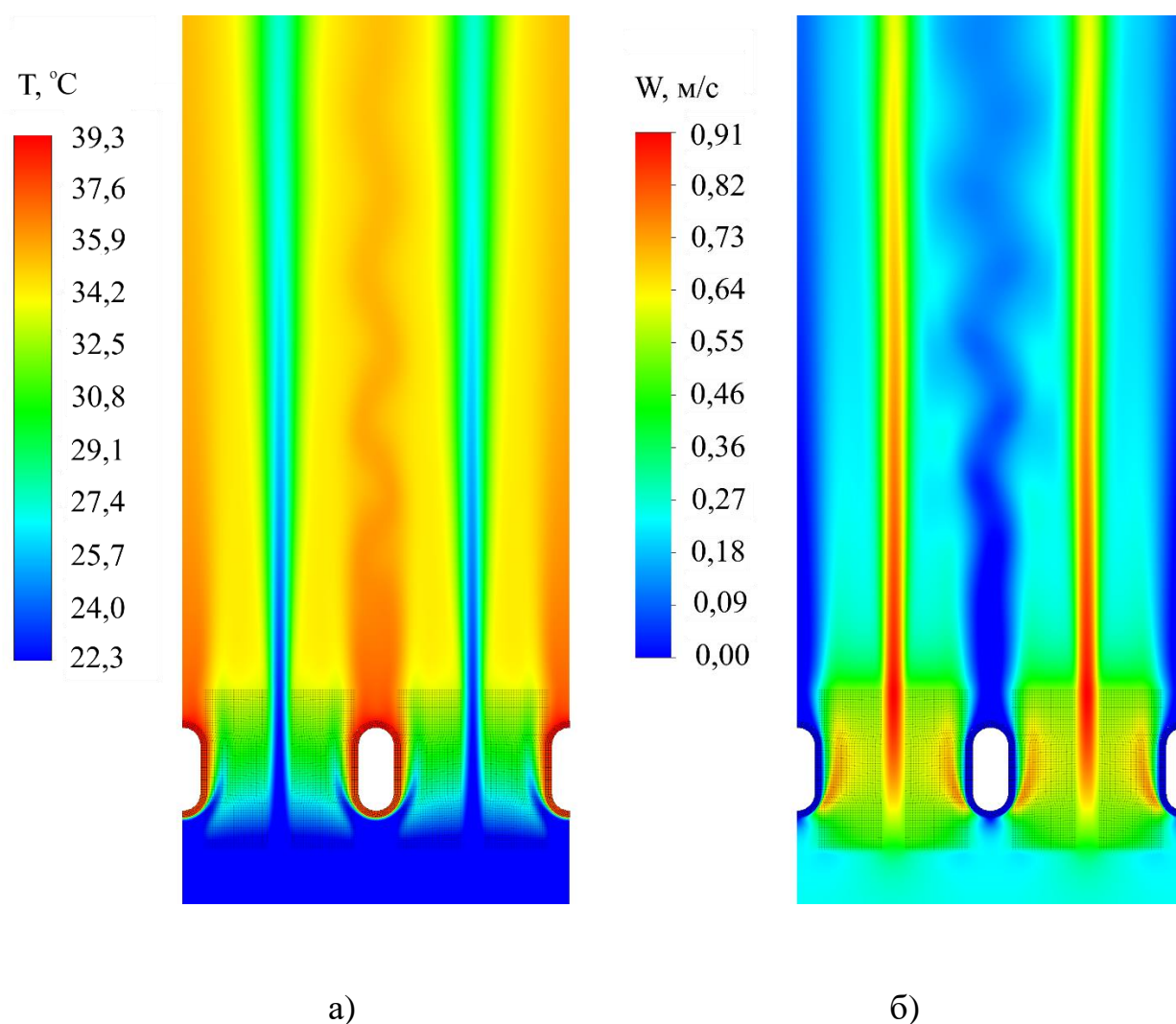
Приведене вище твердження справедливе для всіх моделей. Відхилення даних CFD-моделювання від результатів фізичного експерименту можна пов'язати з недостатньою досконалістю розробленої математичної моделі, що використана в обчислювальному експерименті.

5.2.2 Температурне поле і структура течії в пакеті оребрених труб зручнообтічної форми в умовах природної тяги.

На рис. 5.10 представлена числова візуалізація температурних полів і миттєвих швидкостей потоку в міжреберному каналі ряду плоскоовальних труб з неповним оребренням [97].

Приведений розподіл температур відповідає розподілу температур в міжреберному каналі поодинокій плоскоовальній труби при вимушеній конвекції [98]. На поверхні плоскоовальної труби максимально нагрітою є кормова за ходом потоку зона, а зона з мінімальною температурою розташована в лобовій точці. Як і у випадку вимушеної конвекції, в умовах природної тяги, на поверхні плоскоовальної труби і її ребрах починає розвиватися тепловий примежовий шар, товщина якого збільшується по мірі просування потоку вглиб міжреберного каналу. Максимальну товщину примежового шару можна оцінити візуально (пристінна область поблизу несучої труби (рис. 5.10, а). Такий аналіз свідчить, що зі збільшенням підведеної потужності товщина примежового шару зменшується, що в свою чергу свідчить про збільшення локальної швидкості потоку.

Сказане вище підтверджується результатами розподілу миттєвих швидкостей в центральній площині міжреберного каналу (рис. 5.10, б). Аналіз рисунку підтверджує прогнозовану тенденцію про збільшення швидкості в місцях підвищеної температури. З рис. 5.10 видно, що потік, який рухається знизу вгору під дією різниці густин повітря, в першу чергу направляється в зазор між торцями ребер сусідніх труб, де і спостерігається максимальна швидкість потоку. При цьому, зі збільшенням підведеного теплового потоку спостерігається збільшення швидкості потоку.



а – розподіл температур; б – розподіл швидкостей

Рисунок 5.10 – Розподіл температур і швидкостей потоку в міжреберному каналі при тепловому навантаженні на одну трубу $Q=100$ Вт:

Аналіз рис. 5.11, на якому зображено лінії току повітря у ближньому сліді за трубою, свідчить, що в кормовій частині за ходом потоку спостерігається утворення двох протилежно закручених вихорів. Далі за рухом течії утворюється вихрова доріжка Кармана, що узгоджується із загальноприйнятою картиною течії при поперечному обтіканні труб [99].

Крім того, варто відзначити, що утворювана кормова циркуляційна зона по своєму відносному розміру є меншою, ніж для круглих ребристих труб з аналогічним периметром перерізу. Ця зона відзначається низькою інтенсивністю циркуляційних течій, і, відповідно, низькою інтенсивністю теплообміну з поверхнею ребер. Тому кормова частина ребер традиційних повністю оребрених труб практично не працює і є баластною. Це свідчить про те, що відсутність частини оребрення у кормовій зоні плоскоовальних труб з неповним оребренням є цілком виправданою. Вона призводить до суттєвого зниження металоємності оребреної поверхні та значного спрощення та покращення технологічності її виготовлення.

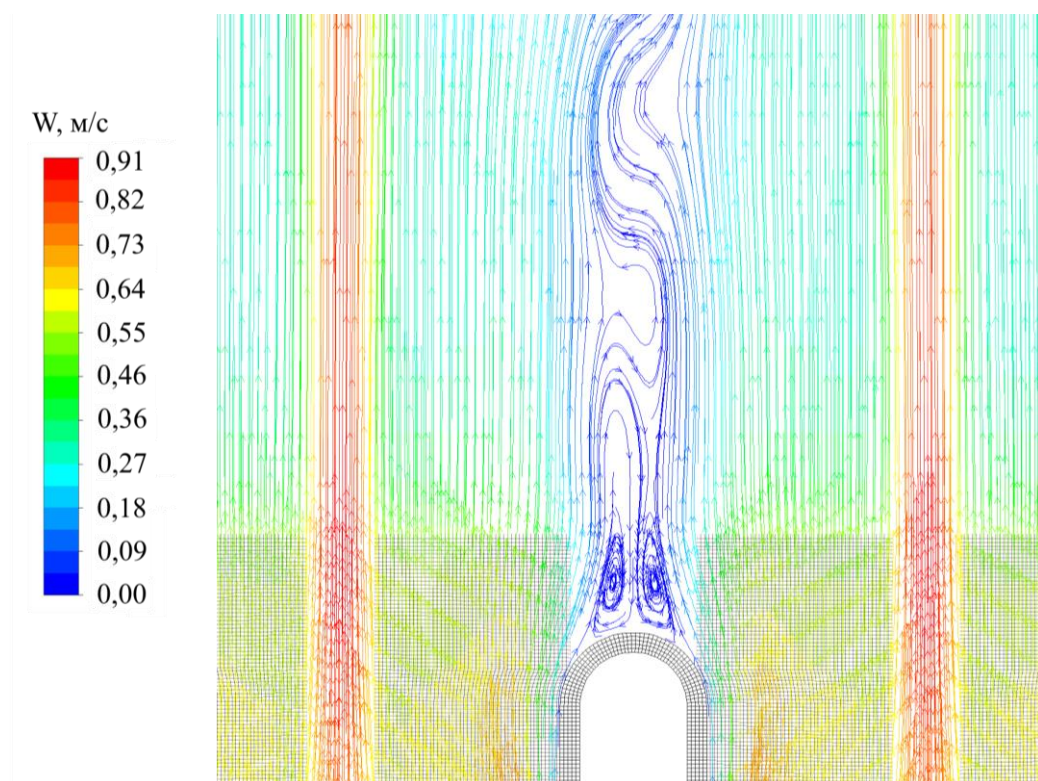


Рисунок 5.11 – Траєкторії руху частинок у ближньому сліді при тепловому навантаженні на одну трубу $Q=100$ Вт

З метою наочної оцінки співвідношення між фізичним і обчислювальним експериментом, представлені графічні залежності верифікації температурних напорів (рис. 5.12) і миттєвих швидкостей потоку (рис. 5.13) вздовж ширини міжреберного каналу L . На рис. (5.12-5.13) суцільні лінії представляють результати CFD-моделювання, а точки відображають результати експериментальних досліджень.

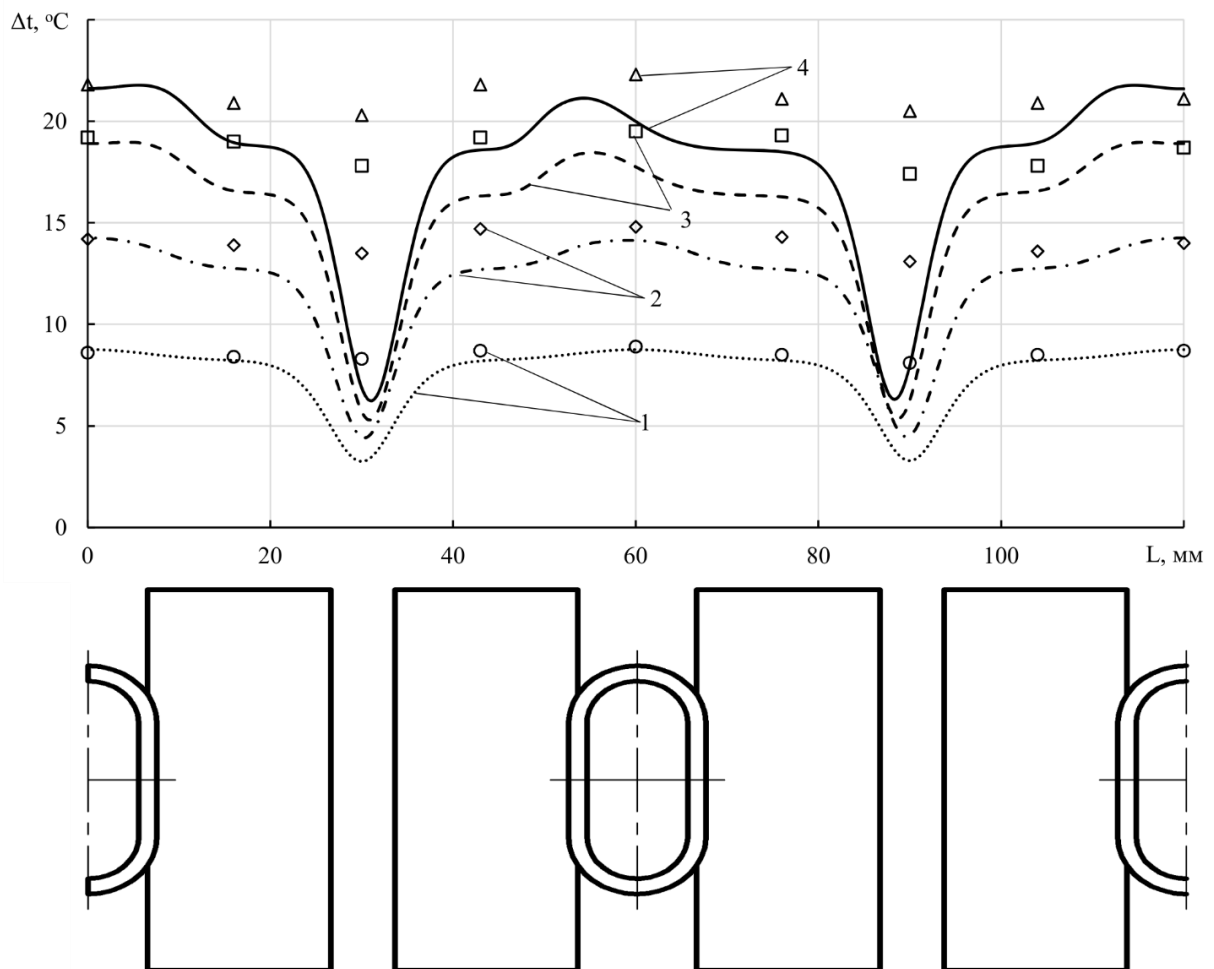


Рисунок 5.12 – Верифікація розподілу температурного напору по ширині однорядного пакету:

1 – $Q=50$ Вт; 2 – $Q=100$ Вт; 3 – $Q=150$ Вт; 4 – $Q=175$ Вт

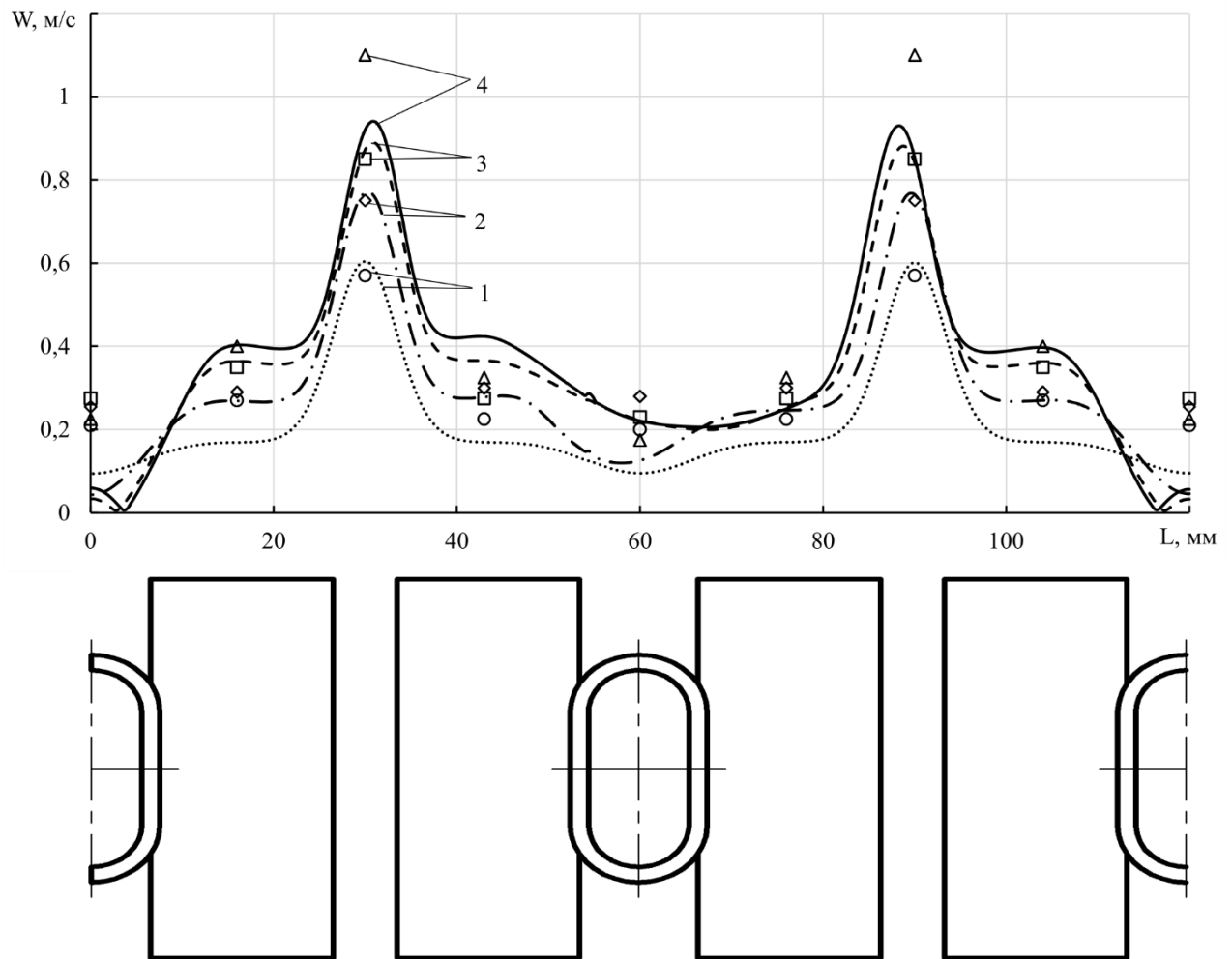


Рисунок 5.13 – Верифікація розподілу швидкостей по ширині
однорядного пакету:

1 – $Q=50$ Вт; 2 – $Q=100$ Вт; 3 – $Q=150$ Вт; 4 – $Q=175$ Вт

Верифікація значень температурних напорів і миттєвих швидкостей потоку та побудова їх двовимірних графічних залежностей відбувалися на лінії, яка проведена по центру міжреберного каналу на відстані 75 мм від торця ребра. Це відповідає проведеному фізичному експерименту.

Приведена верифікація числових даних (рис. 5.12, 5.13) свідчить, що середня похибка між числовими та експериментальними даними становить 18%. При цьому, найбільші відхилення розподілів як і швидкостей, так і температурних напорів спостерігаються у просторі між ребрами сусідніх

труб. Варто відмітити, що розподіли швидкостей та температурних напорів, визначені за результатами експериментальних досліджень та CFD-моделювання мають ідентичний характер.

Варто відмітити, що за результатами числового моделювання, значення температурних напорів у просторі між ребрами сусідніх труб дещо менші за відповідні значення, отримані у фізичному експерименті (рис 5.12). Це пояснюється тим, що при проведенні фізичного експерименту під час фіксації поля температур потоку за трубами спостерігалися значні пульсації значень температур, та при побудові графічних залежностей враховувалися їх осереднені значення.

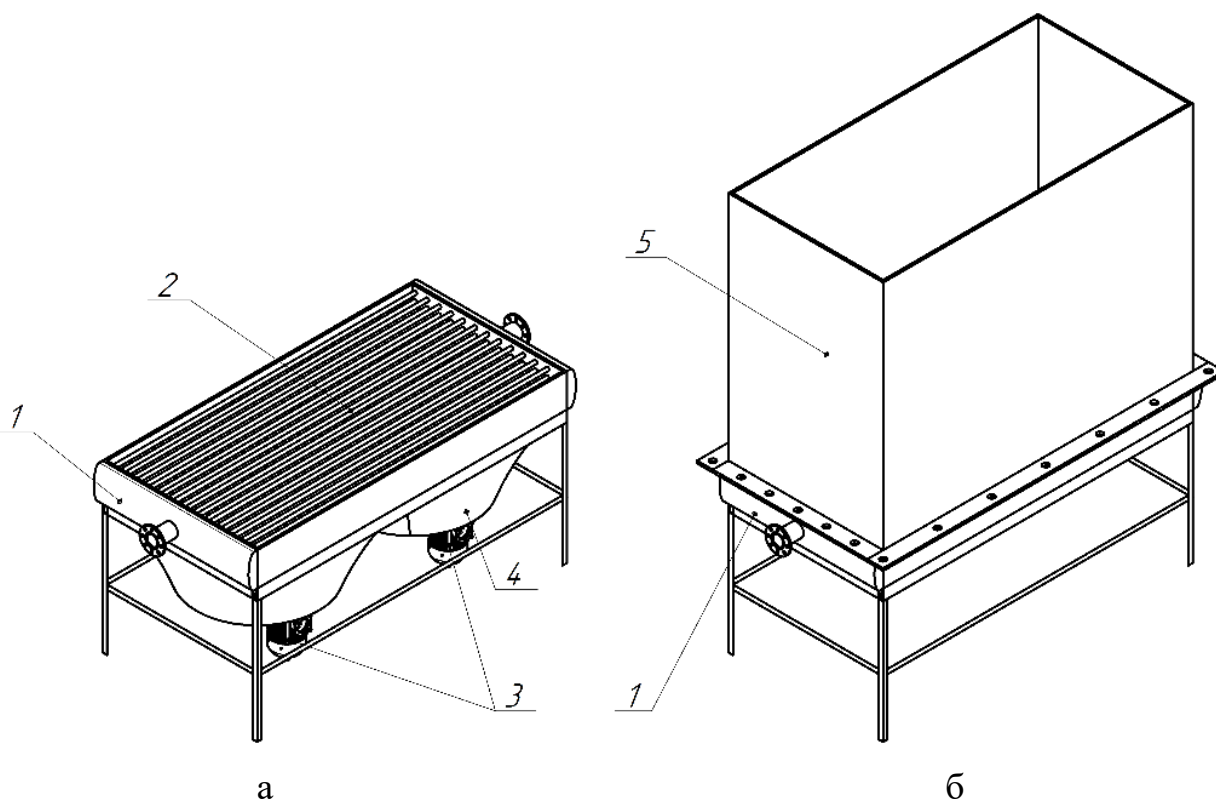
Приведена верифікація числових даних (рис 5.12, 5.13) свідчить про достатню кореляцію результатів експериментальних і числових розподілів швидкостей та температурних напорів. Це дозволяє використовувати розроблену методику для визначення оптимальних за інтенсивністю теплообміну геометричних та крокових характеристик ряду плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної тяги. Це дозволяє мінімізувати витрати на експериментальні дослідження шляхом зменшення кількості варіантів їх геометричних характеристик та крокових характеристик їх розташування.

Розглянута методика може бути використана для CFD моделювання інтенсивності теплообміну плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної тяги в діапазоні чисел Релея $Ra = 2,8 \cdot 10^3 \dots 13,2 \cdot 10^3$.

6 ОЦІНКА ТЕПЛОАЕРОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПАКЕТІВ ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ З НЕПОВНИМ ОРЕБРЕННЯМ

6.1 Загальні положення

Метою даного розділу є проведення аналізу доцільності використання плоскоовальних труб з неповним оребрнням в умовах природної тяги. Даний аналіз найбільш доцільно виконати шляхом порівняння ефективності різних типів оребrenних поверхонь шляхом співставлення характеристик варіантів теплообмінного апарату, виконаного на базі найбільш розповсюджених на ринку України оребrenних труб (рис. 6.1).



а – з встановленими вентиляторами; б – з встановленою витяжною баштою
1 – теплообмінна секція; 2 – оребрена труба; 3 – осьовий вентилятор з
двигуном; 4 – дифузор; 5 – витяжна башта

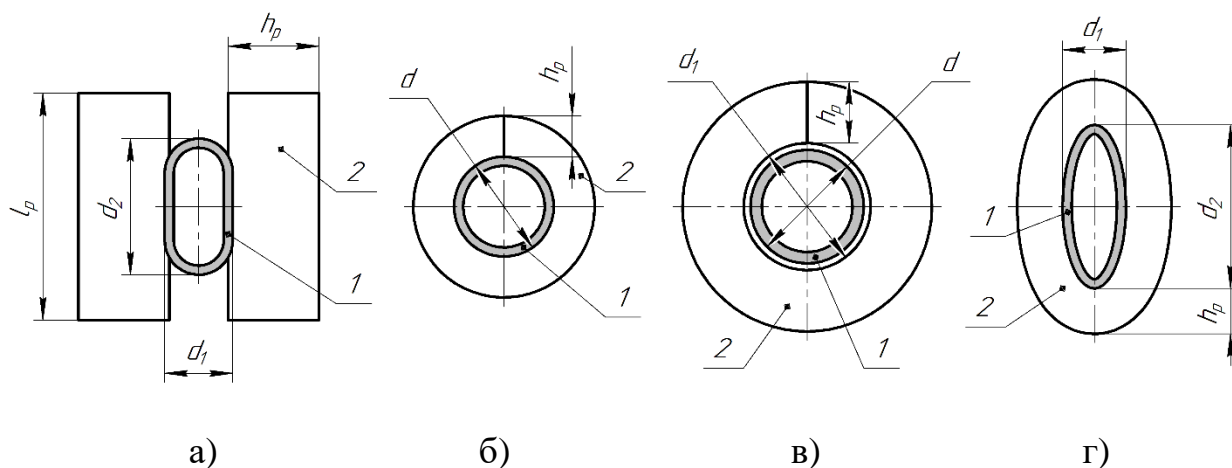
Рисунок 6.1 – Загальний вигляд апарату повітряного охолодження

У якості такого теплообмінного апарату було обрано апарат повітряного охолодження (рис. 6.1, б), у якому забезпечення проходу необхідної кількості повітря через поверхню теплообміну (поз. 1 рис. 6.1) виконується за допомогою витяжної башти (поз. 5 рис. 6.1, б) [100-101]. Завдяки такому рішенню з конструкції АПО виключаються осьові вентилятори (поз. 3 рис. 6.1, а) та їх дифузори (поз. 4 рис. 6.1, а) та повністю виключаються витрати електроенергії на привід вентиляторів.

6.2 Порівняльний аналіз характеристик апаратів повітряного охолодження з природною тягою виконаних на базі різних типів оребрених труб

Головним елементом АПО, від якого в цілому залежить ефективність його роботи є поверхня теплообміну. Як правило, поверхня теплообміну виконується у вигляді пакету гладких, або частіше, оребрених труб. Найпоширенішими оребреними трубами, які використовуються в поверхнях теплообміну АПО на сьогоднішній день є ребристі труби круглого профілю.

Для виконання варіантних розрахунків АПО з природною тягою були обрані чотири найбільш поширені типи оребрених труб, представлені на ринку України – плоскоовальні труби з неповним оребренням, труби з приварним спіральним-стрічковим оребренням, біметалеві труби з накатаним спіральним оребренням, та овальні труби з неповним оребренням, які мають приблизно однакові значення периметрів їх внутрішніх перетинів [102]. Загальний вигляд даних труб представлений на рис. 6.2. Геометричні характеристики даних оребрених труб були обрані у відповідності до їх наявності на ринку та представлені у таблиці 6.1. Слід зазначити, що у всіх згаданих варіантах труби розташовувались у шаховому компонуванні.



а – плоскоовальна труба з неповним оребренням;

б – труба з приварним спірально-стрічковим оребренням;

в – біметалева труба з накатаним спіральним оребренням;

г – овальна труба з овальним оребренням

1 – труба що несе оребрення; 2 – оребрення

Рисунок 6.2 – Типи оребрених труб, що порівнюються

Розрахунки АПО з витяжною баштою на базі плоскоовальних труб з неповним оребренням проводилось за методиками та розрахунковими залежностями, наведеними у розділі 4, на базі труб з приварним спірально-стрічковим оребренням та біметалевих труб з накатаним спіральним оребренням – за методиками та розрахунковими залежностями [93, 61, 103], на базі овальних труб з неповним оребренням – за методиками та розрахунковими залежностями [61, 62, 103].

У якості теплообмінного апарату для порівняння було обрано апарат повітряного охолодження з природною тягою потужністю 1 МВт. Температура рідини на вході складала 80 °С, на виході – 65°С. При розрахунках приймалося, що забезпечення необхідної витрати повітря (25 м³/с) для відведення заданої потужності у всьому діапазоні навантажень здійснюється лише за допомогою витяжної башти.

Таблиця 6.1 – Геометричні характеристики порівнюваних типів оребрених поверхонь

№ з/п	Найменування величини	Позначення	Значення			
			Рис. 6.2, а	Рис. 6.2, б	Рис. 6.2, в	Рис. 6.2, г
1	Відношення діаметрів труби, що несе оребрення	d_2/d_1	2,0	—	—	2,6
2	Діаметр труби, що несе оребрення	d , м	—	22,0	28,0	—
3	Висота ребра	h_p , м	20,0	9,0	13,5	10,0
4	Довжина ребра	l_p , м	50,0	—	—	—
5	Товщина ребра	δ_p , мм	0,8	0,8	0,5	0,5
6	Крок ребер	t , мм	3,5	3,2	3,0	3,0
7	Повна площа поверхні одного погонного метру	H_l , м ² /м.п.	1,238	0,631	1,275	0,841
8	Коефіцієнт оребрення	ψ	16,0	9,1	14,5	10,2
9	Матеріал труби, що несе оребрення	—	Вуглецева сталь	Вуглецева сталь	Вуглецева сталь	Вуглецева сталь
10	Матеріал оребрення	—	Вуглецева сталь	Вуглецева сталь	Алюміній	Вуглецева сталь

Співставлення виконувалось по чотирьох найбільш важливих характеристиках – загальній довжині оребрених труб $L_{тр}$, тепловій потужності, що відводиться від одного погонного метру труби q_l , аеродинамічному опору теплообмінного апарату ΔH , та пов'язаною з ним висотою витяжної башти H_b . У якості узагальнюючого критерію, який показує економічну доцільність застосування того чи іншого типу труб, було

обрано суму капітальних витрат на виготовлення теплообмінного апарату $\Sigma_{\text{кап}}$.

Результати даного співставлення представлені у табл. 2 та на рис. 4-6.

Таблиця 6.2 – Співставлення техніко-економічних характеристик апарату повітряного охолодження з природною тягою на базі різних типів оребрених поверхонь

№ з/п	Найменування величини	Позначення	Значення			
			Рис. 6.2, а	Рис. 6.2, б	Рис. 6.2, в	Рис. 6.2, г
1	Поперечний крок труб шахового пакету	S_l , мм	60	45	56	48
2	Поздовжній крок труб шахового пакету	S_2 , мм	60	50	60	46
3	Загальна довжина оребрених труб	$L_{\text{тр}}$, м	912	1 632	1 080	1 408
4	Теплова потужність, що відводиться від одного погонного метру труби	q_l , кВт/м.п .	1,10	0,61	0,93	0,71
5	Аеродинамічний опір апарату повітряного охолодження	ΔH , Па	20,2	29,5	27,6	18,5
6	Необхідна висота витяжної башти	H_b , м	16	23,4	21,8	14,6
7	Сума капітальних витрат на виготовлення теплообмінного апарату	$\Sigma_{\text{кап}}$, тис. грн	1 072	2 248	1 582	1 926

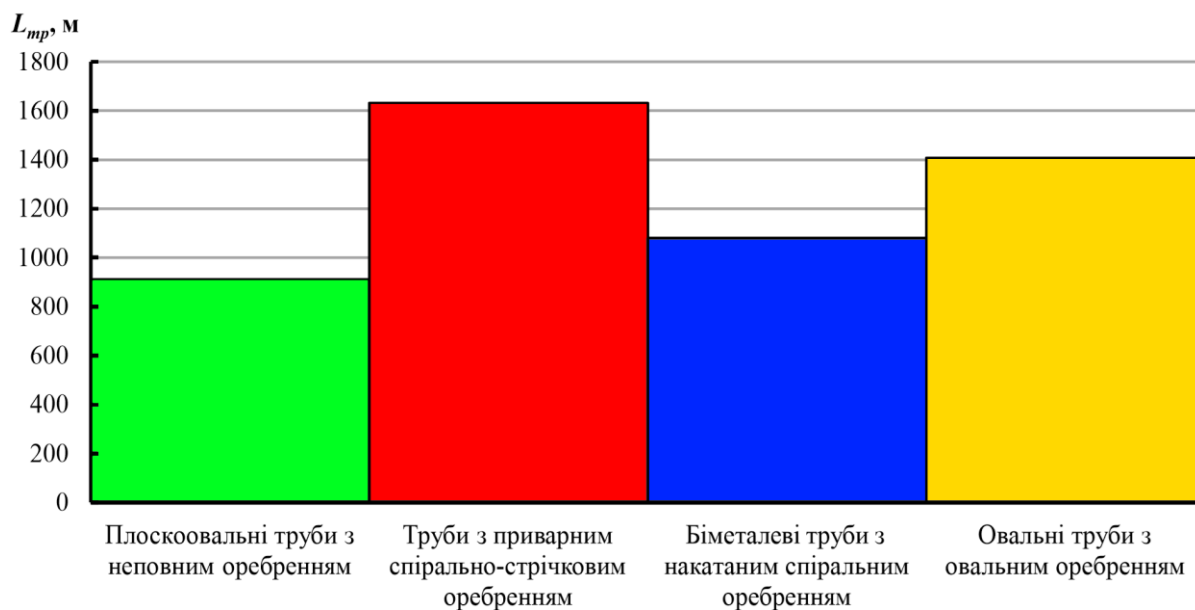


Рисунок 6.3 – Співставлення довжин труб L_{mp} апаратів повітряного охолодження з природною тягою на базі різних типів ребрених труб

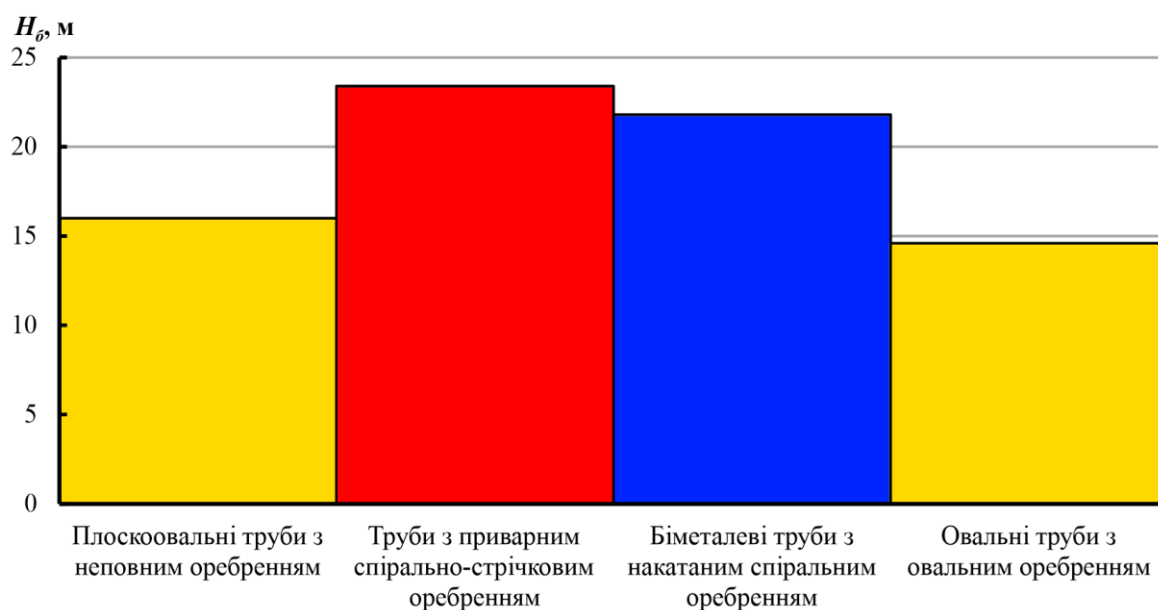


Рисунок 6.4 – Співставлення висот башт H_{δ} апаратів повітряного охолодження з природною тягою на базі різних типів ребрених труб

Як слідує з табл. 6.2 та рис. 6.4, найменші довжини труб та, відповідно, найбільші теплові потужності, що відводяться від одного погонного метру труби спостерігаються для плоскоовальних труб з неповним ребренням та для біметалевих труб з накатаним спіральним ребренням. Ці величини

вагомою мірою визначають трудомісткість виготовлення теплообмінного апарату та його вартість. Проте для випадку розгляду АПО з витяжною баштою є вагомим аеродинамічний опір теплообмінного апарату та відповідна висота башти. З табл. 6.2 та рис. 6.4 випливає, що найменші аеродинамічні опори та, відповідно, висоти витяжних башт мають АПО на базі овальних труб з овальним оребрением та плоскоовальних труб з неповним оребрением.

Загальною характеристикою, за якою можна визначити найбільш ефективну поверхню теплообміну є загальна сума капітальних витрат на виготовлення теплообмінного апарату $\Sigma_{\text{кап}}$. Дана величина враховує як і загальну довжину труб, кількість необхідних зварних з'єднань та кількість супутніх матеріалів, так і необхідну висоту витяжної башти. Слід зазначити, що експлуатаційні витрати та площа, яку займає АПО для всіх чотирьох вищезгаданих варіантів є практично ідентичною. Порівняння загальних сум капітальних витрат на виготовлення теплообмінного апарату $\Sigma_{\text{кап}}$ зображені на рис. 6.5. Слід відзначити, що $\Sigma_{\text{кап}}$ відображає всі необхідні витрати на виготовлення теплообмінного апарату з точки зору заводу-виготовлювача – вартість придбання відповідних оребrenних труб, супутніх металоконструкцій та комплектуючих, вартість трудових витрат та вартість виготовлення і встановлення витяжної башти.

Як випливає з рис. 6.5, найбільш вигідним варіантом виготовлення АПО з природною тягою за сумою капітальних витрат на виготовлення є варіант його виконання на базі плоскоовальних труб з неповним оребрением. Цей варіант на 47% дешевший за наступним за вартістю варіантом виконання АПО – на базі біметалевих труб з накатаним спіральним оребрением та в 2 рази дешевший за варіант виконання АПО на базі труб з приварним спірально-стрічковим оребрением або овальних труб з овальним оребрением.

За результатами проведених варіантних розрахунків апарату повітряного охолодження з природною тягою визначено, що варіант АПО на базі плоскоовальних труб з неповним оребрением має найменшу довжину

оребренных труб, найбільшу теплову потужність, що відводиться від одного погонного метру труби та прийнятну висоту витяжної башти.

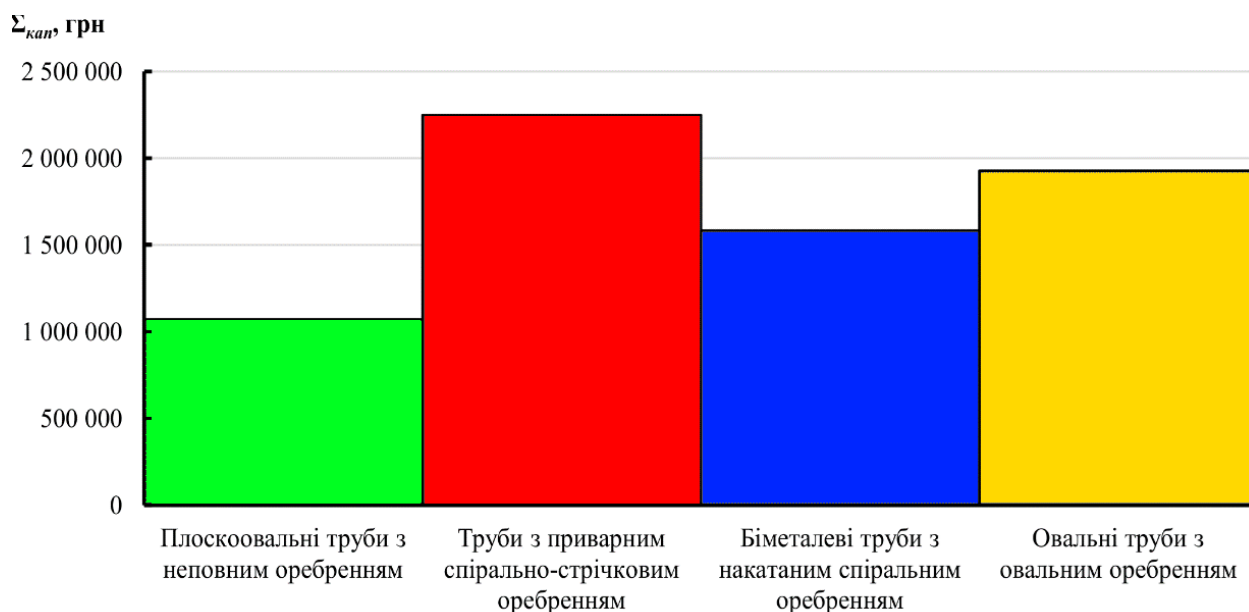


Рисунок 6.5 – Співставлення сум капітальних витрат на виготовлення апаратів повітряного охолодження з природною тягою на базі різних типів оребренных труб

Крім того, варіант АПО на базі плоскоовальних труб з неповним оребренням має найменшу суму капітальних витрат на його виготовлення. Це дозволяє підтвердити техніко-економічну привабливість плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної тяги. Крім того, варто відзначити, що запропоноване рішення проектування АПО з витяжною баштою дозволить підприємству економити до 100 МВт·год електричної енергії на 1 МВт встановленої потужності АПО щорічно, підвищити загальну ефективність роботи підприємства та знизити викиди парникових газів в атмосферу.

Враховуючи дане дослідження та наведені у [1, 6, 57, 96, 104] переваги таких труб при їх роботі у режимі вимушеної конвекції, доцільним є застосування плоскоовальних труб з неповним оребренням у конструкціях апаратів повітряного охолодження при будь-якому режимі їх роботи.

Опанування технології серійного масового виготовлення таких труб дозволить налагодити виробництво вітчизняних сучасних ефективних апаратів повітряного охолодження, та інших рекуперативних пристроїв типу «газ-рідина» та відмовитись від імпорту кошовного зарубіжного теплообмінного обладнання.

7 МЕТОДИКА КОНСТРУКТОРСЬКОГО РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ НА БАЗІ ПАКЕТІВ ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ З НЕПОВНИМ ОРЕБРЕННЯМ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ В УМОВАХ ПРИРОДНОЇ ТЯГИ

Для використання плоскоовальних труб з неповним оребрением в якості поверхонь теплообміну в теплообмінних апаратах, що працюють в умовах вільної конвекції і природної тяги, необхідний метод теплового розрахунку цих теплообмінних пристроїв.

Методика конструкторського розрахунку теплообмінного апарату, що працює в умовах природної тяги розроблена за результатами експериментальних досліджень теплообміну пакетів плоскоовальних труб з неповним поперечним оребрением, які розглянуті у розділі 4 та за рекомендаціями нормативних документів [93, 105 – 107].

7.1 Методика теплового розрахунку

Перед початком виконання розрахунків необхідно задатися вхідними параметрами, які обираються відповідно до умов роботи, необхідних характеристик, габаритних розмірів, місця розташування та кліматичного виконання теплообмінного пристрою. Дані параметри можуть варіюватися, та у основному вигляді представлені у табл. 7.1, та на рис 7.1.

Таблиця 7.1 – Вхідні параметри до розрахунку

№ з/п	Найменування	Розмірність	Позначення
1	Розрахункова температура повітря на вході в теплообмінник	°C	ϑ_1 ,
2	Температура внутрішнього теплоносія на вході в теплообмінник	°C	t_1

№ з/п	Найменування	Розмірність	Позначення
3	Необхідна температура внутрішнього теплоносія на виході з теплообмінника	°C	t_2
4	Витрата зовнішнього теплоносія через теплообмінник (попередньо задаємось з подальшим уточненням)	кг/с	G_3
5	Витрата внутрішнього теплоносія через теплообмінник	кг/с	D_6
6	Тиск внутрішнього теплоносія на вході в теплообмінник	МПа	P_6
7	Тиск зовнішнього теплоносія на вході в теплообмінник	МПа	P_3

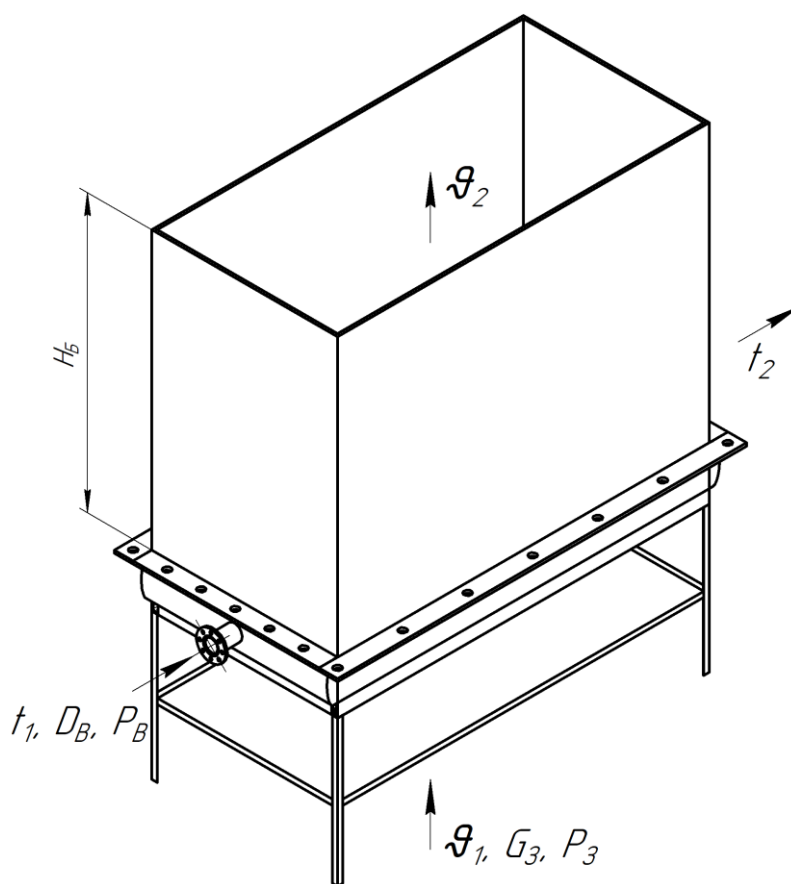


Рисунок 7.1 – Вхідні параметри до розрахунку

Першим кроком виконання розрахунку є визначення теплового балансу теплообмінного пристрою.

Теплова потужність теплообмінного пристрою визначається за виразом:

$$Q = D_B \cdot C_p^B \cdot (t_1 - t_2), \quad (7.1)$$

де C_p^B - теплоємність внутрішнього теплоносія (для води визначається з [108, 109] за середньою температурою та тиском).

Температура повітря на виході:

$$\vartheta_2 = \frac{Q}{G_3 \cdot C_p^3 \cdot \rho_3} + \vartheta_1, \quad (7.2)$$

де C_p^3 - теплоємність зовнішнього теплоносія (для повітря визначається з [108-110] за середньою температурою ϑ_{cp}).

Середня температура внутрішнього теплоносія:

$$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2}, \quad (7.3)$$

Середня температура зовнішнього теплоносія:

$$\vartheta_{cp} = \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{2}. \quad (7.4)$$

За отриманими середньою температурою t_{cp} та тиском P_6 визначаються теплофізичні властивості внутрішнього теплоносія: густина ρ_B , коефіцієнт теплопровідності λ_B , кінематичний коефіцієнт в'язкості ν_B , число Прандтля

Pr_B . За середньою температурою зовнішнього теплоносія ϑ_{cp} та тиском P_3 з таблиць фізичних властивостей зовнішнього теплоносія визначаються густина ρ_3 , коефіцієнт теплопровідності λ_3 , кінематичний коефіцієнт в'язкості ν_3 , число Прандтля Pr_3 .

Після визначення теплового балансу обирається необхідний типорозмір та матеріальне виконання плоскоовальної труби з неповним оребренням згідно рис. 7.2.

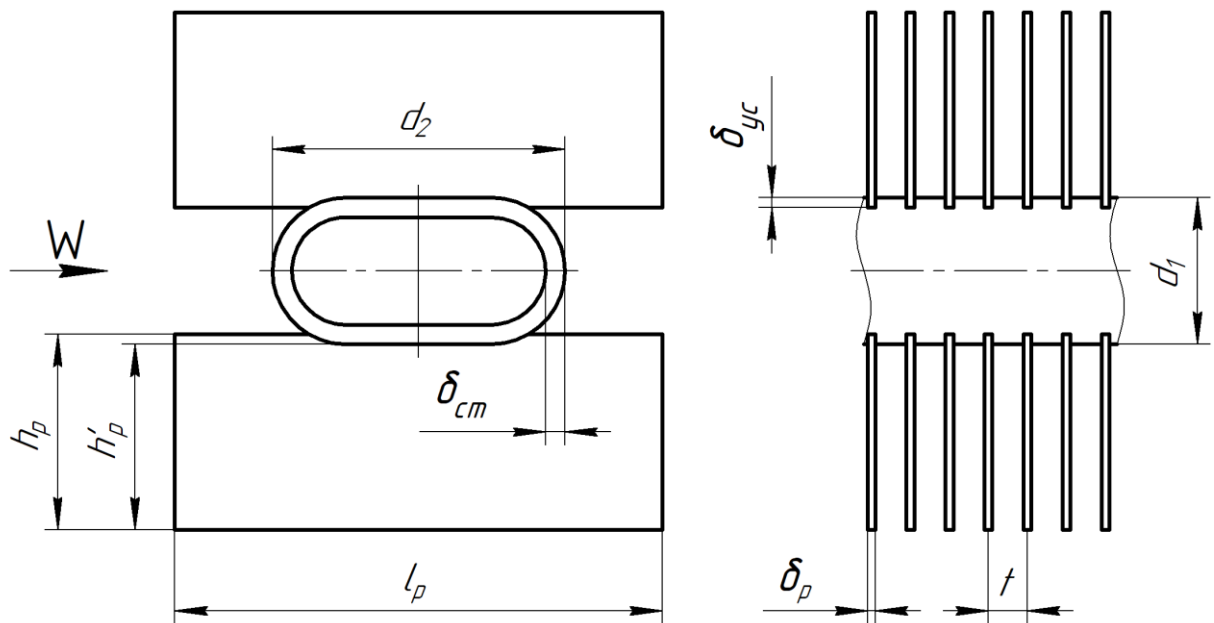


Рисунок 7.2 – До розрахунку геометричних параметрів плоскоовальної труби з неповним оребренням

Обираються наступні геометричні параметри:

- матеріал труби-основи та ребер та його теплопровідність λ_m ;
- поперечний розмір труби d_1 , м;
- поздовжній розмір труби d_2 , м;
- товщина стінки труби δ_{cm} , м;
- висота ребра h_p , м;
- товщина ребра δ_p , м;
- довжина ребра l_p , м;
- усадка ребра h_{yc} , м;

- крок між ребрами t , м;

Наступним кроком розраховуються питомі геометричні характеристики обраної труби:

- висота ребра без врахування усадки ребра h_p' , м:

$$h_p' = h_p - h_{yc}; \quad (7.5)$$

- повна поверхня ребер на 1 м довжини H_p , м²/м

$$H_p = 2 \cdot \frac{1}{t} \cdot \left[\left[\begin{aligned} &2 \cdot h_p \cdot l_p + 2 \cdot \delta_p \cdot (h_p + l_p) - \\ &h_{yc} \cdot (d_2 - d_1) + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{d_1}{2} \right)^2 \cdot \\ &\cdot \left\{ 2 \cdot \arccos \left(1 - \frac{h_{yc}}{d_1/2} \right) - \sin \left[2 \cdot \arccos \left(1 - \frac{h_{yc}}{d_1/2} \right) \right] \right\} \right] + \left[\begin{aligned} &+ \delta_p \cdot \left((d_2 - d_1) + d_1 \cdot \sin \left[\arccos \left(1 - \frac{h_{yc}}{d_1/2} \right) \right] \right) \end{aligned} \right] \right]; \quad (7.6)$$

- довжина лінії контакту l_k , м:

$$l_k = d_1 \cdot \arccos \left(1 - \frac{h_{yc}}{d_1/2} \right) + (d_2 - d_1); \quad (7.7)$$

- поверхня труби без ребер на 1 м довжини H_{zl} , м²/м:

$$H_{zl} = \pi \cdot d_1 + 2 \cdot (d_2 - d_1); \quad (7.8)$$

- поверхня гладкої труби не зайнята ребрами на 1 м довжини H'_{zl} , м²/м:

$$H'_{zl} = H_{zl} - 2 \cdot \frac{1}{t} \cdot \delta_p \cdot l_k; \quad (7.9)$$

- коефіцієнт оребрення ψ :

$$\psi = \frac{H_{нов}}{H_{zl}}; \quad (7.10)$$

- повна поверхня одного погонного метра плоскоовальної труби з неповним оребренням H_{1nm} , м²/м:

$$H_{1nm} = H_p + H'_{zl}; \quad (7.11)$$

- площа міделевого перерізу однієї оребреної труби на 1 метр довжини труби F_{mid}^1 , м²/м:

$$F_{mid}^1 = d_1 \cdot 1 + 2 \cdot \frac{1}{t} \cdot h'_p \cdot \delta_p; \quad (7.12)$$

- площа внутрішнього перерізу однієї труби для проходу внутрішнього теплоносія f_1 , м²:

$$f_1 = \frac{\pi(d_1 - 2\delta_{CT})^2}{4} + [(d_1 - 2\delta_{CT}) \cdot (d_2 - d_1)]; \quad (7.13)$$

- повна внутрішня поверхня одного погонного метра плоскоовальної труби $H_{вн}$, м²/м:

$$H_{en} = 1 \cdot [\pi \cdot (d_1 - 2 \cdot \delta_{cm}) + 2 \cdot (d_2 - d_1)]; \quad (7.14)$$

- периметр внутрішнього перерізу однієї труби для проходу внутрішнього теплоносія Π_1 , м:

$$\Pi_1 = \pi \cdot (d_1 - 2 \cdot \delta_{cm}) + 2 \cdot (d_2 - d_1); \quad (7.15)$$

- внутрішній еквівалентний діаметр плоскоовальної труби d_e , м:

$$d_e = \frac{4 \cdot f_1}{\Pi_1}. \quad (7.16).$$

Наступними попередньо задаються розміри газоходу та крокові характеристики теплообмінного пристрою орієнтуючись на задані обмеження простору для його встановлення пристрою та рекомендованої швидкості газоподібного теплоносія [93]:

- довжина оребреної частини труб l_{mp} , м;
- число труб у поперечному ряду z_1 , шт;
- число рядів труб за ходом газоподібного теплоносія z_2 , шт;
- поперечний крок труб S_1 , м;
- поздовжній крок труб S_2 , м;
- число ходів внутрішнього теплоносія n_x , шт.

Визначається ширина газоходу B_e , м:

$$B_e = z_1 \cdot S_1 + 0,5 \cdot S_1. \quad (7.17)$$

Поперечний міделевий переріз оребрених труб одного поперечного ряду F_{mid} , м²:

$$F_{mid} = F_{mid}^1 \cdot l_{mp} \cdot z_1. \quad (7.18)$$

Площа мінімального живого перерізу для проходу повітря через повітрохід $F_{жс}$, м²:

$$F_{жс} = B \cdot l_{mp} - F_{mid}. \quad (7.19)$$

Площа живого перерізу для проходу внутрішнього теплоносія визначається згідно компоновки теплообмінного пристрою та числа ходів теплоносія n_x .

Число паралельно включених труб:

$$z_n = n_x \cdot z_1 \cdot z_2. \quad (7.20)$$

Площа живого перерізу для проходу внутрішнього теплоносія f_e , м²:

$$f_e = f_1 \cdot z_n. \quad (7.21)$$

Визначаються розрахункові швидкості зовнішнього та внутрішнього теплоносія:

- розрахункова швидкість зовнішнього теплоносія в живому перетині:

$$W_3 = \frac{G_3}{F_{жс} \cdot \rho_3}; \quad (7.22)$$

- розрахункова швидкість внутрішнього теплоносія:

$$W_B = \frac{D_B}{f_B \cdot \rho_B}. \quad (7.23)$$

Визначаються числа Рейнольдса:

- з боку зовнішнього теплоносія:

$$\text{Re}_3 = \frac{W_3 \cdot d_1}{\nu_3}; \quad (7.24)$$

- з боку внутрішнього теплоносія:

$$\text{Re}_B = \frac{W_B \cdot d_e}{\nu_B}. \quad (7.25)$$

Визначається конвективний коефіцієнт тепловіддачі α_1 від зовнішньої поверхні труби до зовнішнього теплоносія:

$$\alpha_1 = 1,13 \cdot C_z \cdot C_q \cdot \frac{\lambda_3}{d_1} \cdot \text{Re}_3^m \cdot \text{Pr}_3^{0,33}, \quad (7.26)$$

де показник степеню m :

$$m = 0,05 \cdot \text{th} \left(1,3 - \frac{S_1}{S_2} \right) + 0,48; \quad (7.27)$$

коефіцієнт C_q :

$$C_q = -0,25 \cdot \text{th} \left(1,3 - \frac{S_1}{S_2} \right) + 0,65; \quad (7.28)$$

коефіцієнт C_z , який враховує кількість поперечних рядів в пакеті:

$$C_z = 3,23 \cdot z_2^{0,021} - 2,38. \quad (7.29)$$

Проводиться розрахунок коефіцієнту ефективності ребра E . Для цього необхідно попередньо задатися коефіцієнтом ефективності E' та провести розрахунок середньої температури ребра:

$$t_p = \vartheta_{cp} + (t_{cp} - \vartheta_{cp}) \cdot E'. \quad (7.30)$$

За визначеною середньою температурою ребра t_p проводиться визначення середньої теплопровідності ребра λ_p , після чого визначається параметр ребра β :

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_1}{\delta_p \cdot \lambda_p}}. \quad (7.31)$$

Визначається відносна довжина лінії контакту L_κ [96]:

$$L_\kappa = \frac{l_p}{l_\kappa}. \quad (7.32)$$

Визначається умовна висота ребра h_y [96]:

$$h_y = \left(h_p' + \frac{\delta_p}{2} \right) \left[1 + 0,2 \cdot (1 + 2 \cdot L_\kappa) \cdot \ln \left(\frac{1}{L_\kappa} \right) \right]. \quad (7.33)$$

Та визначається дійсний коефіцієнт ефективності ребра E :

$$E = \frac{\text{th}(\beta \cdot h_y)}{(\beta \cdot h_y)}, \quad (7.34)$$

Після проведеного розрахунку коефіцієнту необхідно провести порівняння попередньо заданого коефіцієнту ефективності E' з дійсним коефіцієнтом ефективності ребра E :

$$\Delta_E = \left| \frac{E' - E}{E'} \right| \cdot 100\% \quad (7.35)$$

Значення Δ_E повинно не перевищувати 3%. У випадку коли $\Delta_E > 3\%$ необхідно перезадатися коефіцієнту ефективності E' та провести повторний розрахунок за методом послідовних наближень за формулами (7.30)-(7.35).

Визначається приведений коефіцієнт тепловіддачі α_{1np} :

$$\alpha_{1np} = \alpha_1 \left(\frac{H_p}{H_{1nm}} \cdot E + \frac{H_{2l}}{H_{1nm}} \right). \quad (7.36)$$

Розраховується коефіцієнт тепловіддачі α_2 від внутрішнього теплоносія до стінки труби:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_B}{d_e} \cdot \text{Re}_B^{0,8} \cdot \text{Pr}_B^{0,43}. \quad (7.37)$$

Визначається середній температурний напір протитоку Δt_{np} :

$$\Delta t_{np} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}}, \quad (7.38)$$

де $\Delta t_{\sigma}, \Delta t_{\mu}$ – різниці температур середовищ на кінцях поверхні нагріву, де вони більші та менші відповідно.

За даними [106, 107] визначається коефіцієнт перерахунку ψ_{Π} від протитокової до перехресної схеми руху середовищ:

$$\psi_n = f(P, R), \quad (7.39)$$

де:

$$P = \frac{\tau_{\mu}}{t_1 - \vartheta_1}, \quad (7.40)$$

$$R = \frac{\tau_{\sigma}}{\tau_{\mu}}, \quad (7.41)$$

де t_1, ϑ_1 - відповідно, початкові температури середовищ, що нагріває та нагрівається;

τ_{σ} - повний перепад температур того середовища, для якого він більше ніж перепад температур іншого середовища τ_{μ} .

Остаточно, середній температурний напір теплообмінного пристрою Δt :

$$\Delta t = \psi_{\Pi} \cdot \Delta t_{np}. \quad (7.42)$$

На основі отриманих коефіцієнтів тепловіддачі α_{1np} та α_2 розраховується коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{\psi}{\frac{H_{1nm}}{H_{вн}} \cdot \frac{1}{\alpha_2} + \frac{H_{1nm}}{H_{вн}} \cdot \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{\mu}} + \frac{1}{\alpha_{1np}}}, \quad (7.43)$$

де коефіцієнт теплової ефективності ψ приймається згідно [93].

Виконується розрахунок необхідної розрахункової площі поверхні теплообмінного пристрою:

$$H_p = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}. \quad (7.44)$$

З попередньо прийнятих величин l_{mp} , z_1 , z_2 знаходимо повну задану площу теплообмінної поверхні пристрою $H_{зад}$:

$$H_{зад} = l_{mp} \cdot z_1 \cdot z_2. \quad (7.45)$$

Нев'язка теплового балансу визначається за допомогою порівняння попередньо заданої повної площі теплообмінної поверхні $H_{зад}$ з розрахунковою H_p :

$$\Delta_H = \left| \frac{H_{зад} - H_p}{H_p} \right| \cdot 100\%. \quad (7.46)$$

Якщо нев'язка теплового розрахунку Δ_H не перевищує 3%, розрахунок виконано вірно. У випадку $\Delta_H > 3\%$, необхідно перезадати геометричні характеристики теплообмінного пристрою та/або обраного типорозміру плоскоовальної труби з неповним оребренням та повторити розрахунок за методом послідовних наближень до отримання нев'язки теплового розрахунку менше $\Delta_H < 3\%$.

7.2 Методика розрахунку аеродинамічного опору

Аеродинамічний опір поперечно-омиваних пакетів плоскоовальних труб визначається за співвідношенням [65, 103]:

$$\Delta h = k_c \cdot Eu_0 \cdot Z_2 \cdot \rho_3 \cdot W_3^2, \quad (7.47)$$

де k_c – поправочний коефіцієнт, що враховує реальні умови експлуатації теплообмінного пристрою і приймається рівним 1,1;

Eu_0 – число Ейлера віднесене до одного поперечного ряду пакета:

$$Eu_0 = C'_z \cdot C_s \cdot Re_3^{-n}; \quad (7.48)$$

показник степені n :

$$n = 0,885 \cdot \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{-0,035}, \quad (7.49)$$

коефіцієнт C_s :

$$C_s = -320 \cdot \operatorname{th} \left(\frac{S_1}{S_2} - 0,695 \cdot \ln(\psi) - 0,223 \right) + 810 \cdot \ln(\psi) - 1790; \quad (7.50)$$

коефіцієнт C'_z , що враховує кількість поперечних рядів, для шахових пакетів $C'_z = 1$ [86].

У випадку розрахунку АПО з витяжною баштою, після отримання значення аеродинамічного опору теплообмінника Δh та уточнення температур повітря на вході ϑ_1 та виході ϑ_2 з АПО визначаємо необхідну висоту башти для забезпечення необхідної витрати зовнішнього теплоносія G_3 .

$$H_B = \frac{\Delta h}{(\rho_{31} - \rho_{32}) \cdot g}, \quad (7.51)$$

де ρ_1 – густина зовнішнього теплоносія при температурі ϑ_1 ;

ρ_2 – густина зовнішнього теплоносія при температурі ϑ_2 ;

g – прискорення вільного падіння.

У випадку розрахунку утилізатора теплоти для котельного агрегату, у якого видалення відхідних димових газів відбувається лише за рахунок тяги димової труби необхідно перевірити надійність видалення димових газів з газового тракту котельного агрегату з урахуванням привнесення додаткового опору утилізатора Δh , та зниження самотяги димової труби за рахунок зниження температури димових газів. У випадку порушення видалення продуктів згорання з котельного агрегату необхідно провести новий розрахунок утилізатору теплоти та зменшити його аеродинамічний опір або підвищити температуру димових газів на виході з утилізатора теплоти.

ВИСНОВКИ

За результатами виконання комплексної роботи з дослідження теплообміну та аеродинамічного опору плоскоовальних труб з неповним оребрением в умовах природної конвекції та природної тяги можна зробити наступні висновки:

1. Отримані розрахункові залежності, що з достатньою точністю описують інтенсивність тепловіддачі поодиноких плоскоовальних труб з неповним оребрением за умов $h_p = 20 \dots 30$ мм; $t = 2 \dots 8$ мм, в діапазоні чисел Релея $5000 < Ra < 51000$, похибка узагальнюючого рівняння не перевищує ± 17 %.

2. Виконані експериментальні дослідження інтенсивності конвективного теплообміну і аеродинамічного опору пакетів плоскоовальних труб з неповним оребрением при їх роботі в режимних умовах, що відповідають умовам природної тяги ($500 < Re_{dl} < 3000$) дозволили отримати нові системи узагальнюючих співвідношень, що дозволяють розраховувати значення коефіцієнтів теплообміну і аеродинамічного опору для шахових пакетів плоскоовальних труб з неповним оребрением в діапазоні зміни параметра розміщення $S_1/S_2 = 0,6 \dots 2,5$ та коефіцієнта оребрения $\psi = 5,3 \dots 21,5$. Похибка розрахункових формул для інтенсивності теплообміну не перевищує ± 12 %, а для розрахунку аеродинамічного опору ± 20 %.

3. Для розрахунку коефіцієнта ефективності ребер плоскоовальних труб з неповним оребрением, в області зміни параметра ребра $\beta h = 0,2 \dots 0,6$, підтверджена можливість використання відомої формули Є. М. Письменного, яка апроксимує отримані дослідні значення з похибкою ± 2 %.

4. Отримані дані з особливості обтікання труб в умовах природної тяги і впливу структури течії на інтенсивність їх тепловіддачі свідчать про наявність кормової циркуляційної зони, яка відзначається низькою інтенсивністю циркуляційних течій, і, відповідно, низькою інтенсивністю теплообміну з поверхнею ребер, що підтверджує доцільність відсутності частини оребрения у кормовій зоні плоскоовальних труб з неповним

оребреньям.

5. Використання плоскоовальних труб з неповним оребреньям в конструкціях теплообмінних апаратів з природною тягою дозволяє на 25-30% зменшувати суму капітальних витрат на їх виготовлення. Крім того, запропонований метод переводу АПО в режим природної тяги дозволяє практично виключити витрати електроенергії на привід двигунів вентиляторів, підвищити загальну ефективність роботи підприємства та знизити викиди парникових газів в атмосферу.

6. Запропонована методика конструкторського розрахунку рекуперативних теплообмінних апаратів на базі пакетів плоскоовальних труб з неповним оребреньям, що працюють в умовах природної тяги. Розроблена методика дозволяє з достатньою для інженерної практики точністю проводити розрахунки теплообміну та аеродинамічного опору таких теплообмінних апаратів.

Результати роботи впроваджені на ТОВ «Науково-виробнича фірма «Ганза» (м. Київ) при проектуванні утилізаторів теплоти за водогрійними котлами типу ВК-21 (КСВ-2,0) та FBG-2500, у яких видалення відхідних димових газів відбувається лише за рахунок тяги димової труби. Використання рекомендацій, наведених у дисертаційній роботі дозволило провести оснащення котлоагрегатів даними утилізаторами без встановлення додаткових димососів та без порушення роботи газового тракту котлів. Економія природного газу за рахунок встановлення даних утилізаторів теплоти складає до 192 тис. м³ за один опалювальний сезон, що при вартості природного газу 8 849,891 грн/тис.м³ з ПДВ (вартість за даними ТОВ "Київоблгаз Збут" на 01.11.2020р. без урахування послуг з транспортування) відповідає економії до 1,699 млн.грн за опалювальний сезон.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі при підготовці студентів теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського в дисциплінах „Котельні установки промислових підприємств”, „Котельні установки ТЕС”, „Обробка води на ТЕС”.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Письменный Е.Н. Новые эффективные поверхности теплообмена для решения задач энерго- и ресурсосбережения. *Пром. теплотехника*. 2007. №5. С. 7 – 16.
2. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справочник. / А.П. Бессонный и др. СПб.: Недра, 1996. 512 с.
3. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен / Б. Гебхарт и др. М.: Мир, 1991. 678 с.
4. Письменный Е.Н. Пути совершенствования трубчатых воздухоподогревателей ГТУ *Теплоэнергетика*. 2012. №6. С. 67 – 72.
5. Дослідження процесів теплообміну та аеродинаміки в нових типах оребрених поверхонь для теплообмінних апаратів енергетичного і промислового призначення: звіт про НДР / НТУУ „КПІ”; кер. Є.М. Письменний; ДР № 0107U002087. К., 2009. 159 с.
6. Pis'mennyi E. N. Study and application of heat-transfer surfaces assembled from partially finned flat-oval tubes. *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 106. P. 1075 – 1087
7. Кунтыш В.Б., Сухоцкий А. Б., Самородов А. В. Инженерный метод теплового расчета аппарата воздушного охлаждения в режиме свободно-конвективного теплообмена. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*. 2013. № 12. С. 3-6.
8. Камалетдинов И.М. Расчет свободноконвективного теплообмена в аппаратах воздушного охлаждения (АВО) газа с учетом влияния ветра на их работу. *Изв. Вузов. Нефть и газ*. 2001. №5. С. 71 – 74
9. Самородов А.В. Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными оребренными пучками: автореф. дис. ... канд. техн. Наук. СПбГТУ. 1999. 24с.

10. Кунтыш В.Б., Самородов А.В., Бессонный А.Н. Экспериментальное исследование свободно-конвективного теплообмена многорядных шахматных пучков из труб со спиральными алюминиевыми ребрами. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*. 2008. №3. С. 3 – 7.

11. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И. Градирни промышленных и энергетических предприятий. М.: Энергоатомиздат, 1998. 576 с.

12. Hrazdan Thermal Power Plant // Wikipedia, the free encyclopedia: веб-сайт. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Hrazdan_Thermal_Power_Plant (дата звернення: 10.02.2018).

13. Balogh, A., Szabó, Z., The Advanced HELLER System. *Technical Features & Characteristics, EPRI Conference on Advanced Cooling Strategies/Technologies*. Sacramento (CA) June 2005.

14. Системы охлаждения отработавшего пара на электростанциях // Блог об энергетике: веб-сайт. URL: <https://energoworld.ru/blog/sistemyi-ohlazhdeniya-otrabotavshego-para-na-elektrostantsiyah/> (дата звернення: 12.09.2016).

15. Профессиональный расчет аппаратов воздушного охлаждения: нужность и важность // СПЕЦНЕФТЕХИММАШ: веб-сайт. URL: <https://specnhm.ru/professionalnyj-raschet-apparatov-vozdushnogo-ohlazhdeniya-nuzhnost-i-vazhnost/> (дата звернення: 15.08.2019).

16. Письменный Є. М., Вознюк М. М., Опыт внедрения теплоутилизаторов из плоскоовальных оребренных труб. „Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики”: зб. тез доп. XXIII міжнар. конф. Київ, 2013. (м. Ялта, 4 – 8.06.2013 р.). С. 135 – 137.

17. Вознюк М. М., Письменный Є. М. Результаты работы теплоутилізаційного обладнання на базі плоскоовальних труб з неповним оребренням. „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”: зб. тез доп. XII міжнар. наук.-практ. конф. Київ, 2014. (м. Київ, 22 – 25.04.2014 р.). Т.1. С. 51.

18.Письменный Е.Н., Багрий П.И., Вознюк М.М. Опыт внедрения теплоутилизаторов из плоскоовальных оребренных труб. *РНКТ-6: Труды 6 Российской национальной конференции по теплообмену. 27-31 октября 2014 г., г. Москва, Россия.*

19.Письменный Є. М., Багрій П.І., Вознюк М. М., Опыт внедрения теплоутилизаторов из плоскоовальных оребренных труб. „Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики”: зб. тез доп. XXIV міжнар. конф. Київ, 2015. (м. Київ, 4 – 5.12.2014 р.). С. 147 – 150.

20.Письменный Е.Н., Багрий П.И., Вознюк М.М. Эффективные теплоутилизаторы из плоскоовальных труб с неполным оребрением. *XV Минский международный форум по тепломассообмену: труды XV Минского международного форума по тепломассообмену. Т.1. 23 – 26 мая 2016 года г. Минск. С. 181 – 183.*

21.Руденко О.І., Мезенцева О.О., Терех О.М., Вознюк М.М. Інноваційне енергозберігаюче устаткування для підприємств теплокомунальної енергетики. *Науковий вісник Ужгородського університету. Серія «Економіка».* 2016. №2 (48) С. 228 – 232.

22.Теплоутилізатор: пат. 96194 Україна: F22D 1/00, F28D 1/00. № и 2014 06783; заявл. 16.06.2014; опубл. 26.01.2015 Бюл. №2. 6 с.

23.Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. 417 с.

24.Гухман А.А. Введение в теорию подобия. М.: Высшая школа, 1973. 296 с.

25.Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1977. 440 с.

26.Михеева И. М. Теплопередача и тепловое моделирование. М.: Изд-во АН СССР, 1959. 238 с.

27.Spalding D., Afgan N. Heat Transfer and Turbulent Buoyant Convection. *ASME paper.* 1977. V. 1, 2. pp. 122 – 132.

28.Хоуарт Л. Современное состояние аэродинамики больших скоростей. М.: Энергия, Т. 1, 1955. – 456 с.

29.Чжэнь С., Эйчхорн Р. Теплоотдача при свободной конвекции от сферических и цилиндрических тел, погруженных в температурно-стратифицированную жидкость. *Труды амер. о-ва инж.-мех., сер. С, Теплопередача*. 1979. № 3. С. 223 – 231.

30.Сэвидж С. Свободная конвекция на наклонных цилиндрах. *Ракетная техника и космонавтика*. 1969. № 8. С. 245 – 261.

31.Мартыненко О.Г., Соковишин Ю.А., Шапиро М.В. Свободно-конвективный теплообмен с внешней поверхности вертикального изотермического цилиндра. *ИФЖ*. 1977. Т.33. №2. С. 311 – 316.

32.Magendra H.R. Free convection heat transfer from vertical isothermal cylinders with transverse curvature effect. *ASME paper*. 1969, N 69-HT-G, P. 1 – 12.

33.Затевахин М.А. Симакова О.И., Шарапов Р.А. Теплоотдача от равномерно нагреваемого вертикального цилиндра в воду в условиях естественной конвекции, *РНКТ-6: Труды 6 Российской национальной конференции по теплообмену*. 27-31 октября 2014 г., г. Москва, Россия.

34.Неило Р.В., Туз В.Е. Теплообмен и гидродинамика одиночного горизонтального цилиндра в вертикальном щелевом адиабатном канале в условиях термогравитационной конвекции. *РНКТ-6: Труды 6 Российской национальной конференции по теплообмену*. 27-31 октября 2014 г., г. Москва, Россия.

35.Бердлик П.М., Купцова В.С., Малинин В.Г. Расчет средних коэффициентов теплоотдачи на поверхности горизонтального цилиндра при заданных граничных условиях в случае ламинарной свободной конвекции. *Научные труды Московского лесотехнического ин-та*. 1977. № 102. – с. 58 – 63.

36.Koh J. Laminar free convection from a nonisothermal cylinder. *ASME paper*. 1965. V.87C. №2. P. 237-241.

37.Короленко Ю.А. Теплопередача горизонтального пучка труб к воздуху в условиях свободной конвекции. *Изв. Томского политехнического института*. 1962. Т. 10. С. 26 – 33.

38.Incropera F., Yaghoubi M. Free convection heat transfer from heated cylinders immersed in a shallow water layer. *Trans. ASME*. 1979. V. 101C. № 4. P. 743 – 745.

39.Справочник по теплообменникам: В 2-х т.: Пер с англ. / О.Г. Мартыненко и др. М.: Энергоатомиздат, 1987. Т2. 352с.

40.Теплообмінна біметалева труба: пат. 117554 Україна: F28F 1/12, F28D 15/02. № у 2017 01174; заявл. 09.02.2017; опубл. 26.06.2017, Бюл. №12. 5 с.

41.Теплообмінна труба: пат. 125288 Україна: F28F 1/10, F28F 1/12, F28F 13/02. № у 2017 10369; заявл. 27.10.2017; опубл. 10.05.2018, Бюл. №9. 6 с.

42.Теплообмінна труба: пат. 128747 Україна: F28F 1/00, F28F 13/00. № у 2018 02720; заявл. 19.03.2018; опубл. 10.10.2018, Бюл. №19. 6 с.

43.Теплообмінна труба: пат. 129839 Україна: F28F 1/10, F28F 1/12, F28F 13/02. № у 2018 06463; заявл. 11.06.2018; опубл. 12.11.2018, Бюл. №21. 5 с.

44.Пасивна система охолодження трансформатора: пат. 136468 Україна: F28F 1/10, F28F 1/12, H01F 27/08. № у 2019 00729; заявл. 24.01.2019; опубл. 27.08.2019, Бюл. №16. 7 с.

45.Пластинчасто-ребриста теплообмінна поверхня: пат. 140448 Україна: F28F 3/02. № у 2019 08595; заявл. 18.07.2019; опубл. 25.02.2020 Бюл. №4. 6 с.

46.Позднякова А.В. Совершенствование характеристик и разработка методики расчета промежуточных калориферов лесосушильных камер: дис ... канд. техн. наук. Архангельск. 2003. 153 с.

47. Tsuibouchi T. Masuda H. Natural convection heat transfer from horizontal finned circular cylinder. *Repts Res. Inst. Sci. Tohoku Univ. High Much.* Rep. 3. 1973, V. B25s. P. 143 – 173.

48. Hahne E., Zhu D. Natural convection heat transfer of finned tubes in air. *Int. J. Heat and Mass Transfer.* 1994. V. 37. P. 59 – 63.

49. Nicol A., Babiy G. Free convection heat transfer from helically-finned tubes. *Can. J. Chem. Eng.* 1967. V. 45. №6. P. 382 – 383.

50. Володин В.И. Михалевич А.А. Численный анализ процессов и расчетное проектирование воздушных теплообменников. *Препринт ИПЭ-6.* Минск: ИПЭ АНБ. 1995. С. 32 – 60.

51. Володин В.И. Михалевич А.А., Нестеренко В.Б. Оптимальные параметры трубы с поперечными ребрами при совместном охлаждении свободной конвекцией и излучением. *Вестн. АН БССР. Сер. физ.-энерг. наук.* №3, С. 85 – 92.

52. Теплова ефективність теплообмінних поверхонь з пластинчато-просікним ребренням в умовах природної конвекції / Є. М. Письменний та ін. *Енергетика: економіка, технології, екологія.* 2005. №2. С. 23 – 27.

53. Экспериментальное исследование теплоотдачи ребристых труб в условиях естественной конвекции / В.П. Мотулевич и др. *Сб. науч. трудов ГПИ им. В.И. Ленина.* 1986. №2. С. 17 – 20.

54. Сухоцкий А.Б., Маршалова Г.С. Особенности гравитационного течения нагретого воздуха в вытяжной шахте над многорядным ребренным пучком. *Инженерно-Физический Журнал.* 2019. Т.92. №3. С. 619 – 625.

55. Мильман О.О. Алешин Б.А. Экспериментальное исследование теплообмена при естественной циркуляции воздуха в модели воздушного конденсатора с вытяжной шахтой. *Теплоэнергетика.* 2005. № 5. С. 16 – 19.

56. K. Tanimizu, K. Hooman. Natural draft dry cooling tower modelling. *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 2013. V. 49 P. 155 – 161.

57. Оптимизация геометрических размеров оребрения плоско-овальной трубы / Е. Н. Письменный и др. *Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии*. 2012. № 2(10). С. 21 – 25.

58. Вознюк М.М., Семеняко О.В., Бондар В.А. Оптимальная высота поперечных ребер плоскоовальной трубы. Научный журнал «Энергетика: економіка, технології, екологія». 2016. №4. С. 60 – 65.

59. Стасюлявичюс Ю. К., Скринска А. Ю. Теплоотдача поперечно-обтекаемых пучков ребристых труб. Вильнюс: Минтис, 1974. 243 с.

60. Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С. Теплоотдача и сопротивление пучков оребренных труб с различными высотами и шагами ребер при больших числах Re. *Энергомашиностроение*. 1972. №12. С. 21 – 23.

61. Кунтыш В. Б., Кузнецов Н. М. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения С-Пб.: Энергоатомиздат. Санкт – Петерб. отд., 1992. 280 с.

62. Юдин В. Ф., Федорович Е. Д. Теплообмен пучков оребренных труб овального профиля. *Тепломассообмен. ММФ-92. Конвективный тепломассообмен. Т.1. Ч. 1. Минск: АНК ИТМО АНБ, 1992. С. 58 – 61.*

63. Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С. Конвективный теплообмен при поперечном обтекании пучков ребристых труб. *Энергомашиностроение*. 1974. № 1. С. 19 – 21.

64. Юдин В.Ф. Теплообмен поперечно оребренных труб. Л.: Машиностроение, 1982. 189 с.

65. Аэродинамический расчет котельных установок (Нормативный метод) под ред. С. И. Мочана. Л.: Энергия, 1977. 256 с.

66. Повх Н. П. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. Л.: Машиностроение, 1974. 477 с.

67. Идельчик И. Е. Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). М. – Л.: Госэнергоиздат, 1954. 316 с.

- 68.Вознюк М.М., Терех О.М., Руденко О.І., Рева С.А., Баранюк О.В. Теплообмін плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах вільної конвекції та природної тяги. *ScienceRise*. 2016. №2/2 (19). С. 10 – 14.
- 69.Розробка енергетичних і промислових систем охолодження з природною тягою на новій елементній основі: звіт про НДР / НТУУ „КПІ”; кер. Є.М. Письменний; ДР № 0114U000561, К., 2015. 194 с.
- 70.Туз В.О., Неїло Р. В. Визначення характерної температури при теплообміні в умовах вільної конвекції. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2013. №3. С. 20 – 27.
- 71.Письменный Е. Н., Семеняко А. В., Терех А. М., Багрий П. И. Коэффициент эффективности прямоугольного ребра плоско-овальной трубы. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2010. №2. С. 70 – 75.
- 72.Касандрова О. Н., Лебедев. В. В. Обработка результатов наблюдений. М.: Наука, 1970. 104 с.
- 73.Зайдель А. Н. Ошибки измерений физических величин. Л.: Наука, 1974. 108 с.
- 74.Гутер Р. С., Овчинский Б. В. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта. М.: Наука, 1970. 432 с.
- 75.Демків Т.М., Конопельник О.І., Шопа Я.І. Основи теорії похибок фізичних величин: Методичні матеріали для загального фізичного практикуму. Львів: Видавничий центр ЛНУ ім. І. Франка, 2008. 40 с.
- 76.Мартыненко О.Г., Соковишин Ю.А. Свободно-конвективный теплообмен: Справочник. МН.: Наука и техника, 1982. 400 с.
- 77.Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю. А. Быстров и др. С-Пб.: Судостроение, 2005. 392 с.
- 78.Письменный Е.Н., Рогачов В.А., Баранюк А.В., Семеняко А.В., Вознюк М.М. CFD-моделирование процессов теплообмена труб удобообтекаемой формы с неполным поперечным оребрением. *Международный научно-исследовательский журнал*. 2014. №1 (20). С. 30 – 36.

79.Письменный Е.Н., Рогачов В.А., Баранюк А.В., Семеняко А.В., Вознюк М.М. CFD-моделирование омывания поверхности труб удобообтекаемой формы с неполным поперечным оребрением. *Международный научно-исследовательский журнал*. 2014. №2 (21). С. 76 – 78.

80.Вознюк М.М., Кондратюк В.А., Письменный Є.М., Терех О.М. Теплообмін поодинокі плоскоовальної труби з неповним оребренням в умовах вільної конвекції. *Теплофізика та Теплоенергетика*. 2020. № 3(42). С 29 – 38.

81.Волков А.В., Самородов А.В., Кунтыш В.Б. Свободноконвективный теплообмен малорядных шахматных пучков из оребренных труб для вязких теплоносителей. *Труды третьей российской национальной конференции по тепломассообмену*. М.: Изд. МЭИ, 2002. Т3. С. 41 – 45.

82.Вознюк М.М., Рогачов В.А., Терех О.М., Баранюк О.В. Теплообмін пакетів плоскоовальних оребрених труб в умовах вільної конвекції і природної тяги. *Науковий журнал «Енергетика: економіка, технології, екологія»*. 2016. №2. С. 46 – 53.

83.Вознюк М. М., Письменный Є. М. Теплообмін плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної конвекції і природної тяги. „Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики”: зб. тез доп. XIII міжнар. наук.-практ. конф. Київ, 2015. (м. Київ, 21 – 24.04.2015 р.). Т.1. С. 61.

84.Вознюк М.М., Терех О.М., Рогачов В.А., Баранюк О.В. Теплообмін поперечно-омиваних шахових пучків плоскоовальних оребрених труб при малих числах Рейнольдса. *ScienceRise*. 2015. №5/2 (10). С. 36 – 40.

85.Узагальнений метод розрахунку конвективного теплообміну поперечно-омиваних шахових пучків труб плоско овального профілю з неповним оребренням. / Є. М. Письменный та ін. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2008. №2/3(32). С.44 – 47.

86. Теплообмен и аэродинамическое сопротивление малорядных пучков плоско-овальных труб с неполным оребрением. / Письменный Е. Н. и др. *Промышленная теплотехника*. 2010. Т.32. №5. С. 34 – 41.

87. Узагальнений метод розрахунку аеродинамічного опору поперечно-омиваних шахових пакетів труб плоскоовального профілю з неповним оребренням / П. І. Багрій та ін. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2008. №3/5 (33). С. 57 – 61.

88. Аеродинамічний опір коридорних пакетів плоско-овальних труб з неповним оребренням / Є. М. Письменный та ін. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2010. №1. С. 24 – 29.

89. Локшин В. А., Фомина В. Н. Обобщение материалов по экспериментальному исследованию сопротивлений ребристых пучков труб. *Теплоэнергетика*. 1978. № 6. С. 36 – 39.

90. Кэйс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. М.: Госэнергоиздат, 1962. 160 с.

91. Письменный Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб Киев: Альтерпрес, 2004. 244 с.

92. Шаповал О. Е., Письменный Е. Н., Терех А. М. Аэродинамическое сопротивление поперечно-омываемых коридорных пучков труб с разрезным оребрением. *Промышленная теплотехника*. 2001. Т.23. №4-5. С. 63 – 68.

93. Письменный Е. Н. Расчет конвективных поперечно-оребранных поверхностей нагрева. Киев: Альтерпрес. 2003. 184 с.

94. Pis'mennyi E. N., Terekh A. M., Polupan G. P., Carvajal-Mariscal I., Sanchez-Silva F. Universal relations for calculation of the drag of transversely finned tube bundles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014. V. 73. P. 293 – 302.

95. Вознюк М.М., Башкір І.С., Терех О.М., Рогачов В.А., Руденко О.І. Аеродинамічний опір шахових пакетів плоскоовальних оребрених труб при малих числах Рейнольдса. *ScienceRise*. 2015. №6/2 (11). С. 90 – 94.

96.Письменный Е.Н., Багрий П. И., Терех А. М., Семеняко А. В. Оптимизация оребрения новой теплообменной поверхности на основе плоскоовальных труб. *Инженерно-физический журнал*. 2013. Т.86. №5. С. 1002 – 1007.

97.Vozniuk M., Pis'mennyi E., Terekh A., Baranyuk A., Kondratyuk V. Flow structure definition in the bundles of flat-oval tubes with incomplete finning under conditions of natural draft. *Eastern-European Journal of enterprise technologies*. 2020. No 5/8(107). P. 74 – 79.

98.Руденко, А. И., Терех А. М., Семеняко А. В., Нищик А. П., Баранюк А. В. Метод визуализации течения газового потока на поверхности тел различной формы. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2011. №1/9 (49). С. 51 – 55.

99.Ван-Дайк М. Альбом течений жидкости и газа. М.: Мир, 1986. 184 с.

100. Спосіб енергозбереження в апараті повітряного охолодження: пат. 110702 Україна: F28D 7/00, F28D 7/06. № u 2016 02427; заявл. 14.03.2016; опубл. 25.10.2016, Бюл. №20. 4 с.

101. Деаератор: пат. 108649 Україна: F28D 15/02, F28F 1/12. № u 2016 00864; заявл. 03.02.2016; опубл. 25.07.2016, Бюл. №14. 5 с.

102. Вознюк М.М., Письменный Є.М., Терех О.М., Ліщишин В.Ю., Конько Д.В. Аналіз економічної ефективності використання плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної тяги. *Науковий журнал «Енергетика: економіка, технології, екологія»*. 2020. №1. С. 60-67.

103. РТМ 108.030.140-87 Расчет и рекомендации по проектированию поперечно-оребрённых конвективных поверхностей нагрева стационарных котлов. М.: Минэнергомаш, 1988. 30 с.

104. Терех О. М., Семеняко О. В., Рогачов В. А., Багрий П. І. Теплоаеродинамічна ефективність пакетів труб з поперечними ребрами. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2012. №2/8(56). С. 31 – 37.

105. Локшин В. А. Гидравлический расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). М.: Энергия, 1978. 256 с.
106. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / под ред. Н.В. Кузнецова, и др. - изд. 2-е, переработанное. М: Энергия, 1973. 295 с.
107. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Издание 3-е, переработанное и дополненное. СПб: НПО ЦКТИ, 1998. 256 с.
108. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. 320 с.
109. Краснощеков Е.А., Сукомел А. С. Задачник по теплопередаче: учебное пособие. Москва: Энергия, 1980. 288 с.
110. Вассерман А. А., Казавчинский Я. З., Рабинович В. А. Теплофизические свойства воздуха и его компонентов. М.: Наука, 1966. 376 с.

ДОДАТОК А.
ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор

Національного технічного

університету України

“Київський політехнічний інститут

імені Ігоря Сікорського”

академік НАН України, проф.

Юрій ЯКИМЕНКО

16.11.2020 р.



Про використання в навчальному процесі кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики теплоенергетичного факультету Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського” результатів дисертаційної роботи Вознюка Максима Михайловича «Теплообмін плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної конвекції і природної тяги»


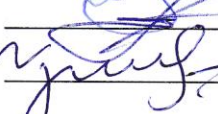
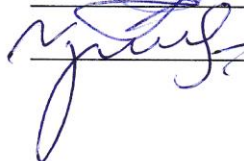
Комісія у складі заступника декана теплоенергетичного факультету КПІ Ім. Ігоря Сікорського к.т.н., доц. Шевеля Є.В. (голова комісії), завідувача кафедри АЕС і ІТФ д.т.н., проф. Туза В.О., викладача кафедри АЕС і ІТФ д.т.н., проф. Кравця В.Ю. розглянула використання матеріалів дисертаційної роботи Вознюка М.М. при підготовці студентів за спеціальністю 142 Енергетичне машинобудування освітньої програми «Інженерія і комп'ютерні технології теплоенергетичних систем» та 144 Теплоенергетика освітньої програми «Теплові електричні станції».

Комісія прийшла до висновку, що матеріали дисертаційної роботи Вознюка М. М. входять до складу:

- дисципліни „Котельні установки промислових підприємств” – лекційне заняття на тему „Стан котельного господарства в Україні та напрямки його модернізації”;
- дисципліни „Котельні установки ТЕС” – лекційне заняття на тему „Низькотемпературні поверхні нагріву парового котла”;
- дисципліни „Обробка води на ТЕС” – лекційне заняття на тему „Обробка охолоджувальної води на ТЕС за допомогою сухих градирень”;

Голова комісії

Члени комісії

 /к.т.н., доц. Євген ШЕВЕЛЬ/
 /д.т.н., проф. Валерій ТУЗ/
 / д.т.н., проф. Володимир КРАВЕЦЬ /

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Директор
ТОВ "Науково-виробнича фірма "Ганза" _____ Гридчин В.А.
" _____ 2020 р.



АКТ

Про використання результатів дисертаційної роботи Вознюка Максима Михайловича «Теплообмін плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної конвекції і природної тяги»

Ми, що нижче підписалися, директор ТОВ "НВФ "Ганза" Гридчин Вадим Анатолійович та заступник декана теплоенергетичного факультету Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського" Шевель Євген Вікторович, склали цей Акт про те, що результати дисертаційної роботи Вознюка Максима Михайловича «Теплообмін плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах природної конвекції і природної тяги» використані при проектуванні утилізаторів теплоти за водогрійними котлами типу ВК-21 (КСВ-2,0) та FBG-2500, у яких видалення відхідних димових газів відбувається лише за рахунок тяги димової труби.

Використання рекомендацій, наведених у дисертаційній роботі дозволило провести оснащення котлоагрегатів даних утилізаторів без встановлення додаткових димососів та без порушення роботи газового тракту котлів.

Економія природного газу за рахунок встановлення даних утилізаторів теплоти складає до 192 тис. м³ за один опалювальний сезон, що при вартості природного газу 8 849,891 грн/тис.м³ з ПДВ (вартість за даними ТОВ "Київоблгаз Збут" на 01.11.2020р. без урахування послуг з транспортування) відповідає економії до 1,699 млн.грн за опалювальний сезон.

Дисертаційна робота виконана на високому рівні та дозволяє викорисовувати наведені у ній матеріали для виготовлення високоефективних рекуперативних теплообмінних апаратів, зокрема апаратів повітряного охолодження та утилізаторів теплоти відхідних газів котельного обладнання.

Директор ТОВ "НВФ "Ганза"

/Гридчин В.А./

Заступник декана ТЕФ

КПІ ім. Ігоря Сікорського

/к.т.н., доц. Шевель Є.В./

